

TRABAJO FINAL DE GRADO. UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

Grado en ingeniería mecánica

Curso 2017/2018

MODELO NUMÉRICO DE UN EJE FERROVIARIO A ESCALA PARA UN ANÁLISIS VIBRATORIO DE FISURAS



LUIS MORALES DEL CAMPO

TUTORA: MARTA ZAMORANO GARZÓN

Leganés, 9 de octubre de 2018

RESUMEN

En este documento se va a abordar el problema del mantenimiento de ejes en las máquinas. En la maquinaria actual, tanto en vehículos como en máquinas industriales el mantenimiento es muy importante para evitar fallos en el funcionamiento que pueden acabar incluso en accidentes.

En este caso se va a determinar cuáles son los modos de vibración de un eje determinado, así como sus frecuencias características. En la realidad, los defectos en el eje se obtendrán mediante ensayos no destructivos, pero estos resultados no tienen sentido si no existen estudios previos que determinen cuándo un defecto es potencialmente peligroso o cuántos ciclos más puede aguantar antes de que sea necesario sustituir la pieza.

Existen varias formas de realizar estos estudios previos a los NDT (Non Destructive Testing): ensayando un componente real en un banco de ensayos, construyendo un modelo a escala de un componente y ensayándolo en un banco de ensayos o realizando un análisis modal mediante programas informáticos.

El método elegido para este trabajo es una combinación entre el de crear un modelo a escala de la pieza que se pretende ensayar y el del análisis modal. Se va a modelar una pieza a escala de un eje ferroviario real, con el objetivo de reducir el volumen de cálculo, mediante el programa Solid Edge st10. Con este modelo se pretende estudiar los defectos en un eje, por lo tanto, el siguiente paso será diseñar una grieta parametrizada en la pieza, de modo que permita exportar diferentes modelos de eje con defecto al programa ANSYS Workbench v19.

Una vez se tengan las distintas piezas se realizará un análisis modal para cada una con el objetivo de encontrar sus modos normales de vibración y frecuencias características. Con estos datos se podrá tener una referencia de cuándo hay un defecto que esté afectando al funcionamiento de la máquina.

Estos datos se contrastarán con los obtenidos en una máquina de ensayos que pertenece al departamento MAQLAB (máquina de ensayos **Rotokit**) de la universidad Carlos III de Madrid donde se realizará un análisis de vibraciones del mismo eje incluyendo los mismos defectos y así se podrá comprobar la veracidad de los resultados obtenidos. Los resultados obtenidos en el ensayo de la máquina de fallos quedarán reflejados en este documento.

Por último, se intentará obtener una gráfica PSD con ANSYS Workbench tratando de imitar las condiciones de ensayo del rotokit. El objetivo principal es encontrar un método fiable para obtener los mismos resultados de un ensayo de vibraciones en un banco físico usando únicamente un ordenador.

PALABRAS CLAVE

Análisis modal · Ensayo de vibraciones · Mantenimiento predictivo · Modo normal · Simulación Numérica

Contenido

RESUMEN	2
PALABRAS CLAVE.....	2
1. INTRODUCCIÓN	7
1.1. MOTIVACIÓN	7
1.2. ENTORNO SOCIOECONÓMICO	8
1.3. OBJETIVOS	8
1.3.1. METODOLOGÍA.....	10
1.3.2. PLANIFICACIÓN DEL TRABAJO	11
1.4. NORMATIVA	12
2. ESTADO DEL ARTE	12
2.1. CONCEPTOS PREVIOS	12
2.1.1. OSCILACIÓN Y FRECUENCIA.....	13
2.1.2. VIBRACIÓN.....	13
2.1.3. MODOS DE VIBRACIÓN	14
2.1.4. FRECUENCIA	14
2.1.5. RESONANCIA	15
2.2. ENSAYO DE VIBRACIÓN Y CONDITION MONITORING	15
2.3. TEORÍA DEL MANTENIMIENTO.....	19
2.4. PARÁMETROS DE SUPERVISIÓN EN LOS ANÁLISIS DE VIBRACIONES.....	20
2.5. ANSYS	21
2.5.1. MÓDULO ENGINEERING DATA.....	23
2.5.2. MÓDULO GEOMETRY	23
2.5.3. MÓDULO MODEL	24
2.5.4. MÓDULO SETUP	24
2.5.5. MÓDULO SOLUTION.....	24
2.5.6. MÓDULO RESULTS.....	25
2.6. SOLID EDGE ST10.....	25
3. DESARROLLO DEL PROYECTO	26
3.1. DESCRIPCIÓN MATEMÁTICA DEL MODELO.....	26
3.2. REALIZACIÓN DE LAS SIMULACIONES	29
3.2.1. CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA	29
3.2.2. MALLADO DEL EJE	30

*Trabajo fin de grado – Modelo numérico de un eje ferroviario a escala para un análisis
vibratorio de fisuras*

3.2.3.	CONDICIONES DE CONTORNO	34
3.2.4.	RANDOM VIBRATION	36
4.	RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	36
4.1.	CÁLCULO DE MODOS NORMALES	36
4.2.	RANDOM VIBRATION Y PSD DISPLACEMENT	42
5.	PRESUPUESTO	47
6.	CONCLUSIONES GENERALES	49
6.1.	PROYECTOS FUTUROS	49
7.	BIBLIOGRAFÍA.....	50
8.	ANEXOS	53

Tabla 1. Diagrama de GANTT del proyecto	11
Tabla 2. Propiedades Alluminum Alloy”	23
Tabla 3. Parámetros de la función de transferencia	29
Tabla 4. Medidas de profundidad de la grieta	30
Tabla 5. Valores de C.....	32
Tabla 6. Ensayo Rotokit	34
Tabla 7. Resultados de modos de vibración eje sano simplificado	37
Tabla 8. Resultados análisis Modal para eje original	37
Tabla 9. Modos y frecuencias características significativas	38
Tabla 10. Resultados Rotokit 40 Hz [9]	41
Tabla 11. Resultados Rotokit 60 Hz [9]	41
Tabla 12. Valores medios y errores de las frecuencias obtenidas	42
Tabla 13. Modos de vibración para Random Vibration	43
Tabla 14. Gasto de material	48
Tabla 15. Coste imputable de material	48
Tabla 16. Gasto de personal.....	48
Ilustración 1. Ejemplo de muelle y amortiguador unidos a una masa	13
Ilustración 2. DigivexMX® 20 (fabricante AIRPROJECT®)	16
Ilustración 3. Banco de ensayos MAQLAB.....	17
Ilustración 4. Conjunto soporte-acelerómetro	17
Ilustración 5. Procesado de la señal del acelerómetro	18
Ilustración 6. Ejemplo de gráfica de amplitud en función del tiempo	18
Ilustración 7. Ejemplo de gráfica de amplitud en función de la frecuencia.....	19
Ilustración 8. Defecto de desalineamiento en espectro de vibración	21
Ilustración 9. Pasos a seguir para realizar un análisis modal	23
Ilustración 10. Solución de las ecuaciones acopladas del movimiento	26
Ilustración 11. Esquema de actuador rotatorio	27
Ilustración 12. Grados de libertad del actuador rotatorio	28
Ilustración 13. Boceto de revolución para el eje.....	30
Ilustración 14. Grieta.....	30
Ilustración 15. Opciones de método “Hex Dominant Method”	31
Ilustración 16. Element Quality “Hex Dominant”	32
Ilustración 17. Element Quality “Automatic”	33
Ilustración 18. Element Quality del eje fracturado	33
Ilustración 19. Superficies de aplicación de Frictionless Support (apoyo con rodamientos)	35
Ilustración 20. Superficie de aplicación de Displacement (apoyo del acople motor).....	35
Ilustración 21. Modo 4’ (grieta 15mm)	38
Ilustración 22. Modo 4 (grieta 15mm)	38
Ilustración 23. Modo 1	39
Ilustración 24. Modo 2	39
Ilustración 25. Modo 3	40
Ilustración 26. Modo 4	40
Ilustración 27. Modo 3 (random vibration).....	44
Ilustración 28. Modo 4 (random vibration).....	44
Ilustración 29. Modo 7 (random vibration).....	45
Ilustración 30. Modo 8 (random vibration).....	45

*Trabajo fin de grado – Modelo numérico de un eje ferroviario a escala para un análisis
vibratorio de fisuras*

Ilustración 31. Punto de estudio para excitación PSD	46
Ilustración 32. Gráfico desplazamiento-frecuencia	46
Ilustración 33. Gráfica PSD-frecuencia	47

1. INTRODUCCIÓN

El primer capítulo de este trabajo esquematiza los temas que se van a tratar, así como los objetivos que se pretenden conseguir, la motivación que ha llevado a realizarlo, el entorno socioeconómico en el que está incluido y la normativa vigente sobre los análisis de vibraciones a modo de ensayos no destructivos (NDT) en maquinaria.

1.1. MOTIVACIÓN

Este apartado da una idea razonada de por qué se han realizado los estudios que aquí se presentan y cómo se espera que sea el alcance del proyecto antes de conocer el resultado de las simulaciones.

Si se habla de ahorrar costes en una empresa del sector industrial lo primero que viene a la mente probablemente sea la optimización de la producción o el ahorro en costes de proveedores. Sin embargo, una buena forma de aumentar los beneficios es invertir en un mantenimiento adecuado para la maquinaria que se maneja en la empresa.

Un buen mantenimiento aumenta la vida útil de la maquinaria y previene accidentes que provocarían parones en la producción y en el peor de los casos lesiones a los operarios. Por otro lado, si hacemos más revisiones de las necesarias o son demasiado exhaustivas, el coste total de mantenimiento es mucho mayor que el beneficio que se obtiene y el mantenimiento se vuelve contraproducente.

Más adelante se definirán los tipos de mantenimiento que existen, aunque ahora se introduzca el concepto de **mantenimiento predictivo** ya que es el que ha motivado la realización de este trabajo.

- El mantenimiento predictivo está formado por ensayos de carácter no destructivo destinados a hacer un seguimiento del funcionamiento de los equipos para detectar signos de advertencia que indiquen que alguno de sus componentes no está trabajando adecuadamente. [1]

Entre las técnicas más usadas de este mantenimiento se encuentra el **análisis de vibraciones**. Este tipo de análisis consiste en medir las vibraciones de un eje al funcionar obteniendo como resultado unos valores de frecuencia y amplitud de onda determinados. Estos datos hay que interpretarlos y tener unos valores de referencia para compararlos. [1]

La motivación de este trabajo es determinar los valores de referencia mediante un análisis modal hecho por ordenador, que es un método mucho más económico que utilizar un banco de ensayos como se viene haciendo en la actualidad.

1.2. ENTORNO SOCIOECONÓMICO

En este apartado se habla de las aportaciones que genera la realización de este trabajo.

La aplicación de este método a la industria beneficiaría directamente a las empresas, ya que ahorrarían dinero en gastos de mantenimiento y esto se podría observar de dos formas: las empresas que ya realizaran análisis de vibraciones por exigencias de seguridad de la maquinaria que usen (vehículos o grandes máquinas rotativas), verían un ahorro en los costes de mantenimiento, por otro lado, las empresas que no hayan realizado estos ensayos antes los verían más económicos y así mejorarían la calidad en su servicio.

Por otro lado, los usuarios o compradores potenciales de las máquinas que se analizarían con este método se sentirían más seguros usando los equipos y aumentaría su confianza en las empresas que los distribuyen o utilizan, de manera que en mayor o menor medida se podría observar un aumento en las ventas.

Particularizando en el ámbito ferroviario, los trenes que se tienen en constante movimiento (explotación comercial) tienen que pasar exhaustivas revisiones, por ejemplo, la serie 6100, 8100 y 9100 pertenecientes al servicio ferroviario de Mallorca (SFM) [2]. Si por algún motivo el mantenimiento de estos trenes no se realizase de manera correcta, según el Gobierno de las Islas Baleares tendría las siguientes consecuencias: “La no realización total o parcial de estas intervenciones, la falta de rigor en la ejecución o documentación de las mismas podrán dar lugar a la paralización instantánea del vehículo con la consiguiente posible penalización por no disponibilidad, y la reiteración podrá ser causa de resolución del contrato por incumplimiento” [2].

Refiriéndose con “estas intervenciones” a las operaciones pertinentes del mantenimiento predictivo. En este caso cobra tanta importancia lo económico del nuevo método como la fiabilidad del mismo.

1.3. OBJETIVOS

En este apartado se va a definir de manera clara los objetivos que se pretenden conseguir con este trabajo.

El propósito de este documento es mostrar un método fiable y económico para analizar la transformada de Fourier de las señales de vibración (amplitud en función de la frecuencia) de cualquier eje. En concreto, se pretende encontrar las frecuencias a las que se producen las amplitudes más altas cuando el eje tiene un defecto.

Si para la determinación de estas frecuencias y de estos picos de amplitud de referencia se utiliza un banco de ensayos, lo que se puede encontrar es que la señal resultante está condicionada por el ruido ambiente y es necesario filtrarla mediante otro tipo de programas como **Matlab®** para saber exactamente cómo se comporta el eje. Este problema desaparecería gracias al análisis modal, ya que en las operaciones que realiza el programa de ordenador no se tiene en cuenta ninguna otra fuente de vibración que disturbe la señal, (como podría ser una mala unión al banco de ensayos del equipo de medición).

Es cierto que cuando se realiza un ensayo no destructivo en un componente real de una máquina que esté en funcionamiento sí que se puede encontrar este tipo de “ruido”. Sin embargo, si conocemos de antemano las frecuencias propias de un defecto se podrán comparar directamente sin necesidad de realizar un filtrado exhaustivo de la señal.

Un eje sano, es decir, recién salido de fábrica y sin ningún defecto aparente tendrá unos modos de vibración característicos a unas frecuencias determinadas que, medidas con un equipo especializado, dará una amplitud a cada frecuencia. Sin embargo, cuando el eje presente algún defecto los modos de vibración seguirán siendo los mismos y las frecuencias características también, aunque podrían variar un poco debido a que el defecto modifica la geometría del eje. Lo que sí que cambiará notablemente será la amplitud de vibración en cada modo, que aumentará si el defecto está cerca de la sección más afectada de un modo de vibración.

Para cumplir este objetivo general es necesario realizar previamente los siguientes objetivos secundarios:

- Recopilación sobre información de vibraciones, los resultados se plasman en el apartado **2** de estado del arte.
- Recopilación de información sobre mantenimiento, documentación desde los tipos más generales de mantenimiento hasta profundizar en el mantenimiento predictivo.
- Recopilación de información sobre bancos de ensayo y su normativa, también incluye los datos del análisis de vibraciones que se realiza directamente sobre la maquinaria.
- Formación en ANSYS Workbench v19, dado que es el programa base para la realización del trabajo es necesario aprender a usarlo y familiarizarse con sus opciones de análisis.
- Modelado del eje en Solid Edge St10, a través de unos planos acotados proporcionados por el grupo de investigación MAQLAB se construye un modelo CAD del eje con una grieta parametrizada situada en un lateral.
- Simplificación del modelo, usando el mismo modelo construido anteriormente se modelará otro eje simplificando la geometría del original para reducir el volumen de cálculo del análisis modal, o lo que es lo mismo, para poder trabajar con menos elementos en la malla. La validez de esta simplificación se comprobará haciendo un análisis modal de ambos ejes.
- Realización del modelo numérico mediante ANSYS Workbench v19, incluyendo las condiciones de contorno que se asemejen a una máquina de ensayos.
- Análisis de los resultados obtenidos, comparando los datos del análisis modal y las gráficas PSD con los análisis realizados en la máquina de fallos rotokit.

Este trabajo pretende seguir con la línea de investigación del grupo MAQLAB. El grupo de investigación está desarrollando otros métodos paralelos a este para obtener las frecuencias naturales y los modos de vibración característicos del eje que se presenta. El resto de los métodos definen la grieta en el mismo sitio que se ha elegido para este trabajo. Sin embargo, los resultados de los que se dispone de la máquina de ensayos Rotokit son de un eje con la misma geometría, pero con la fisura en otro emplazamiento.

Para el resto del trabajo se supondrá que la fisura de los datos del Rotokit y la de las simulaciones es la misma, con el fin de presentar un método válido de comparación de resultados para cuando se obtengan los de las investigaciones paralelas.

1.3.1. METODOLOGÍA

En este apartado se describe cómo son el resto de los puntos del trabajo y se hace un breve resumen del contenido de los mismos.

Este trabajo expone los conceptos previos necesarios para realizar análisis de vibraciones y presenta la aplicación de un método numérico para obtener valores de referencia para comparar los resultados obtenidos por los analistas. Para alcanzar este objetivo, la primera parte del documento está destinada a la teoría necesaria para introducir el análisis de vibraciones, y la segunda recoge el proceso que se ha llevado a cabo para realizar las diferentes simulaciones, así como mostrar sus resultados y analizarlos.

La primera parte del trabajo está comprendida entre los apartados 1, 2 y 3. Mientras que la segunda parte está en los apartados 4, 5 y 6.

En el apartado 1 se introduce el proyecto de manera general e incluye los siguientes apartados:

- Motivación, responde a la pregunta de por qué se ha investigado sobre este tema .
- Entorno socioeconómico, recoge las aportaciones que puede tener la utilización del método.
- Objetivos, son las metas que se esperan conseguir con la realización del trabajo.
- Normativa, presenta el marco legal y la estandarización existente en los análisis de vibraciones.

El estado del arte pone en contexto el marco sobre el que se realiza la investigación. Primero introduce los conceptos previos con los que se trabajará durante todo el proyecto, luego habla de la teoría del mantenimiento explicando los diferentes tipos que existen, lo que sirve de introducción para el apartado de situación actual de los análisis de vibraciones, así como del método “condition monitoring” y para los parámetro de un ensayo de vibraciones. Por último, en este apartado, se presentan los programas que se van a usar separando la definición en dos partes bien diferenciadas:

- Introducción de las utilidades de los programas y de la definición que cada uno da sobre su utilidad en su página web.

- Definición de sus módulos más relevantes para la realización de las simulaciones que se pretenden obtener.

Por otro lado, el apartado 3 muestra el modelo matemático que hay detrás del cálculo de las respuestas a frecuencia y, además, describe detenidamente los pasos que se han seguido en el lanzamiento de las simulaciones explicando con detalle la configuración de los distintos módulos de los programas que se han usado.

Entrando en la parte práctica, el apartado 4 contiene los resultados de los diferentes análisis que se han hecho y unas primeras conclusiones de los mismos.

En el apartado 5 se realiza una estimación del presupuesto que ha supuesto la realización y se muestran las amortizaciones de los bienes utilizados.

Por último, en el apartado 6 se exponen las conclusiones generales del trabajo y se definen algunas líneas de investigación futuras relacionadas con este trabajo.

1.3.2. PLANIFICACIÓN DEL TRABAJO

Para la planificación del proyecto se ha realizado un diagrama de Gantt que divide el tiempo total de la realización de las tareas del trabajo en periodos de 15 días. El diagrama de Gantt se muestra en la Tabla 1.

	01/05/18	15/05/18	01/06/18	15/06/18	01/07/18	15/07/18	01/08/18	01/09/18
Recopilación de información sobre vibraciones								
Recopilación de información de mantenimiento								
Formación de ANSYS Workbench								
Recopilación de información sobre bancos de ensayo y su normativa								
Modelado y simplificación del eje en Solid Edge st10								
Análisis Modal en ANSYS Workbench v19								
Análisis de los resultados								
Redacción del documento								

Tabla 1. Diagrama de GANTT del proyecto

1.4. NORMATIVA

Respecto a la normativa que se puede encontrar acerca de los ensayos de vibración, se han elegido las que tratan sobre el vocabulario relacionado con los análisis de vibraciones. Este documento se apoya en la norma **ISO 2041** (Mechanical vibration, shock and condition monitoring – vocabulary) y su adaptación por AENOR, la norma **UNE 95-010-86** (Vibraciones y choques terminología: norma española: UNE 95-010-86). Ambas se usan en el apartado 2.1 como soporte para explicar conceptos previos.

Por otro lado, si la máquina que se está examinando es una máquina-herramienta, esta debe cumplir una serie de normas para que las vibraciones a las que esté sometido el operario que la use no supongan ningún riesgo para su salud. Este tipo de máquinas no entran dentro del ámbito de máquinas rotativas que se está analizando, aun así es recomendable saber qué valores de vibración afectan a la salud de los seres humanos.

Existen dos tipos de vibraciones a las que está expuesto el cuerpo humano:

- Vibraciones de cuerpo completo (ISO 2631): Esta norma establece que al transmitir al cuerpo vibración desde el suelo o la pelvis superior a 80Hz se producen daños en el sistema nervioso, después de un tiempo de exposición bajo ya se pueden dar dolores de cabeza, temblores o insomnio. El efecto de estas vibraciones depende de la dirección de aplicación, la norma establece que el eje Z hace referencia a las vibraciones verticales al cuerpo y los ejes X e Y a las laterales. [3]
- Vibraciones mano-brazo (ISO 5349): Estas vibraciones provocan daños en las articulaciones y músculos de la mano y el brazo provocando diversos síndromes como el de la “mano blanda”. Al contrario que las anteriores, estas no presentan direcciones en las que son más dañinas. Los límites en este caso están entre 12 y 16 HZ. [3]

2. ESTADO DEL ARTE

Este capítulo va a recoger los conceptos previos necesarios para llevar a cabo el trabajo, explicando la teoría en la que se basa el mismo.

2.1. CONCEPTOS PREVIOS

A lo largo de este documento se van a usar una serie de términos que conviene conocer para entender el conjunto del trabajo.

2.1.1. OSCILACIÓN Y FRECUENCIA

Según la norma UNE 95-010-86:

Una **oscilación** es una variación, generalmente en función del tiempo, del valor de una magnitud con respecto a un valor de referencia específico cuando el valor de la magnitud es alternativamente mayor y menor que un cierto valor medio [4].

Una oscilación hace referencia a una perturbación de la posición de equilibrio de un sistema. La magnitud de esa perturbación se conoce como amplitud de la oscilación y depende de la naturaleza de esta, es decir, si tenemos una masa atada a un resorte y estiramos dicho resorte, la distancia que se alargue será la amplitud de la oscilación y el camino que recorra la masa desde que se suelta hasta que vuelve a la posición de “no equilibrio” a la que le habíamos inducido como respuesta del muelle, será la oscilación (o ciclo completo). En un sistema ideal en el que no hay fuerzas de amortiguamiento que disipen energía la masa continuaría oscilando con la misma amplitud. Por el contrario, si existen fuerzas disipativas como podemos ver en la Ilustración 1 el cuerpo oscilará con amplitudes cada vez menores hasta alcanzar el equilibrio que tenía antes de la perturbación.

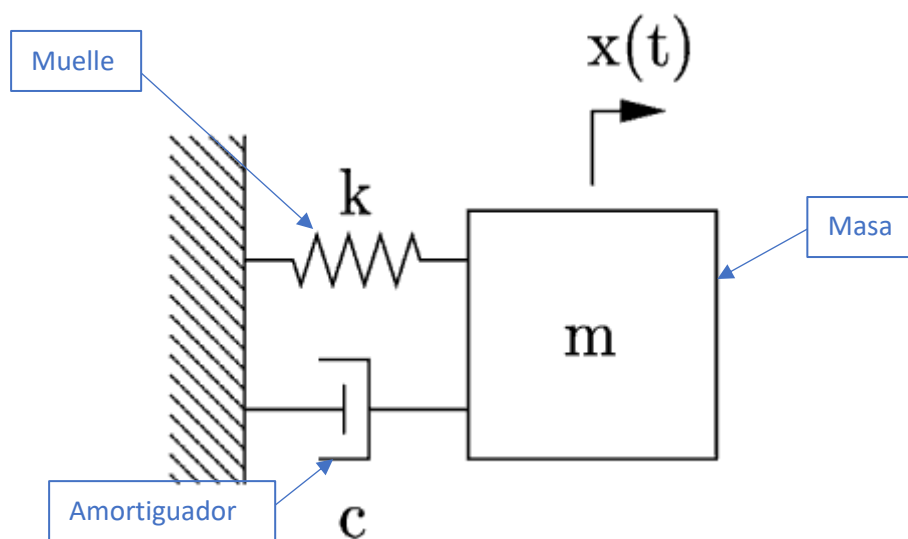


Ilustración 1. Ejemplo de muelle y amortiguador unidos a una masa [5]

La frecuencia es el número de oscilaciones que realiza un cuerpo en un segundo, su unidad en el Sistema Internacional es el Hertz [Hz]. [6]

2.1.2. VIBRACIÓN

Este término viene definido en la norma ISO 2041 como:

Vibración es toda variación en el tiempo, de una magnitud que describe el movimiento o la posición de un sistema mecánico, cuando esta magnitud es alternativamente mayor o menor que cierto valor promedio o de referencia [7].

Vibración lineal es una vibración en la cual la trayectoria vibratoria de un punto tiene lugar según una línea recta [7].

Particularizando estas definiciones para las máquinas rotatorias se puede decir que todas presentan vibraciones durante su funcionamiento debido a las tolerancias inevitables durante su fabricación y montaje. Por eso es importante llevar un control de esta variable para que no alcance valores críticos.

Las vibraciones se clasifican en **transitorias** (vibración libre) o **estacionarias** (vibración forzada). La transitoria es una condición temporal que, por tanto, desaparece con el tiempo. En cambio, en la estacionaria el movimiento se repite exactamente en cada período. La vibración estacionaria y la transitoria pueden actuar superpuestas, lo que ocurre al producirse la vibración libre y la forzada al mismo tiempo. En este caso la amplitud del movimiento es el vector suma de los vectores correspondientes a cada una de las vibraciones. Sistemas con “*n*” grados de libertad son capaces de vibrar con “*n*” frecuencias naturales. Cada una de estas frecuencias da lugar a una forma o modo asociado de vibración [8].

2.1.3. MODOS DE VIBRACIÓN

Los modos de vibración son las formas que tiene de vibrar una estructura al ser excitada, esta perturbación hace que la estructura se deforme de una manera determinada experimentando fuerzas internas a la pieza y externas que tratan de devolver el sistema a su configuración inicial.

Si tomamos al pie de la letra esta definición nos encontramos con que una pieza tiene infinitos modos de vibrar porque en el espacio tridimensional, cada plano se corresponde con un modo de vibrar distinto. Sin embargo, los modos que son de un interés relevante para este trabajo son los **Modos de vibración característicos**, estos modos se dan cuando la estructura es excitada a su frecuencia característica (este término se definirá en el siguiente punto), esto quiere decir que las deformaciones que experimentará la pieza vibrando en esos modos serán **máximas**.

Según la norma UNE 95-010-86 [4]:

- **Modo normal:** Modo propio de un sistema mecánico no amortiguado
 - *El movimiento de un sistema no amortiguado puede expresarse como suma de las contribuciones de cada uno de los modos normales que intervienen.*
 - *Los términos modo propio, modo característico y automodo son sinónimos de modo normal en el caso de sistemas no amortiguados.*
- **Modos acoplados:** Modos de vibración que no son independientes entre sí, sino que se influyen mutuamente debido a la transferencia de energía de un modo a otro.
- **Modos no acoplados:** Modos de vibración que pueden existir en un sistema simultáneo e independientemente de otros modos, no habiendo transferencia de energía de un modo a otro.

Por lo tanto, el objetivo del análisis modal será encontrar los modos normales del eje.

2.1.4. FRECUENCIA

Haciendo uso nuevamente de la norma UNE 95-010-86:

Una **Vibración** es la inversa del período. Por otro lado, el período (o período fundamental) es el menor incremento de la variable independiente de una función periódica para el que esta función se repite a sí misma [4].

La unidad del Sistema Internacional encargada de medir la frecuencia es el Hertz [Hz] que también se puede entender como $[s^{-1}]$.

2.1.5. RESONANCIA

Al igual que términos anteriores, podemos encontrar la definición de resonancia en la norma ISO 2041 referida a vibraciones mecánicas:

La Resonancia de un sistema bajo oscilaciones forzadas existe cuando cualquier cambio, incluso muy pequeño, en la frecuencia de la excitación, causa un decrecimiento en la respuesta del sistema [7].

Cuando una señal externa entre en resonancia con nuestra pieza los desplazamientos que experimentará serán demasiado grandes y afectarán tanto a la estabilidad de la máquina como a la integridad estructural del eje. Esto se tiene en cuenta en la fase de diseño de manera que las secciones de nuestro eje son calculadas de tal manera que las frecuencias características de la pieza sean muy superiores a las señales de excitación a las que va a ser sometida. Sin embargo, cuando esto no es posible por las numerosas limitaciones que se pueden encontrar en el proceso de diseño, se realizará un estudio modal del eje observando cuáles son las secciones más afectadas por cada modo de vibración y se intentarán reforzar o, en su defecto, se realizará un mantenimiento minucioso de las mismas.

Cualquier defecto cercano a una sección sensible según los modos de vibración es motivo de fallo del eje.

2.2. ENSAYO DE VIBRACIÓN Y CONDITION MONITORING

En este apartado se va a introducir el concepto de “condition monitoring” y se presentarán las características del ensayo de vibración.

Si se quiere determinar el estado de algún equipo rotativo lo más habitual es que se recurra a la monitorización de vibraciones de la máquina, este ensayo es el más popular, ya que sus resultados son bastante fiables y se puede ejecutar sin tener que desmontar el eje que se quiere ensayar, este método es el que se conoce también como “condition monitoring” [9]. Existen diversas empresas que se dedican a ofrecer estos servicios, entre las funciones que van a desempeñar los analistas en nuestra máquina se encuentran:

- Determinar la señal de amplitud de la vibración en función del tiempo: esta señal es la que se obtiene directamente del aparato de medición.
- Filtrado de esa señal y conversión al dominio de la frecuencia (Fast Fourier Transform).
- Finalmente se compara los valores obtenidos con valores de referencia para determinar si el componente analizado está en buen estado.

El equipo del que precisa un analista es el que se muestra en la Ilustración 2:



Ilustración 2. DigivexMX® 20 (fabricante AIRPROJECT®) [10]

En la Ilustración 2 se muestra un equipo de medición de esta compañía que se definen como unos especialistas en el mantenimiento Sintomático, Predictivo, Preventivo y Correctivo [10]. Con ese equipo que se compone de **1 acelerómetro, 1 sensor óptico, una unidad de calibración e interfaz de 2 canales y una Tablet**, el analista puede realizar un análisis de vibraciones a cualquier eje.

El principal inconveniente de este sistema es que la persona que maneje este equipo (el analista) debe ser **personal cualificado**. Esto es bastante común en los ensayos no destructivos ya que aunque realizar el ensayo no requiera de una preparación especial, saber interpretar los datos que se obtienen es muy importante.

Esta formación se trata de obtener la certificación **ISO 18436-2**, el personal que quiera acreditar ese título debe superar un curso de unas 30h y presentarse a un examen según asegura la empresa Preditec en su página web.

Todo lo descrito anteriormente se refiere a la obtención de señales de vibración de máquinas que están en funcionamiento. A partir de ahora se hablará de cómo obtienen los analistas los datos de referencia para compararlos con los de su ensayo, es decir, se va a hablar de los test en bancos de ensayo.

A continuación, se van a definir el equipo y los procedimientos que se llevan a cabo para determinar las frecuencias características de un eje mediante un ensayo en un banco de pruebas normalizado. En concreto, vamos a ver el ejemplo de una máquina **Rotokit** de la empresa Spectra Quest Inc.

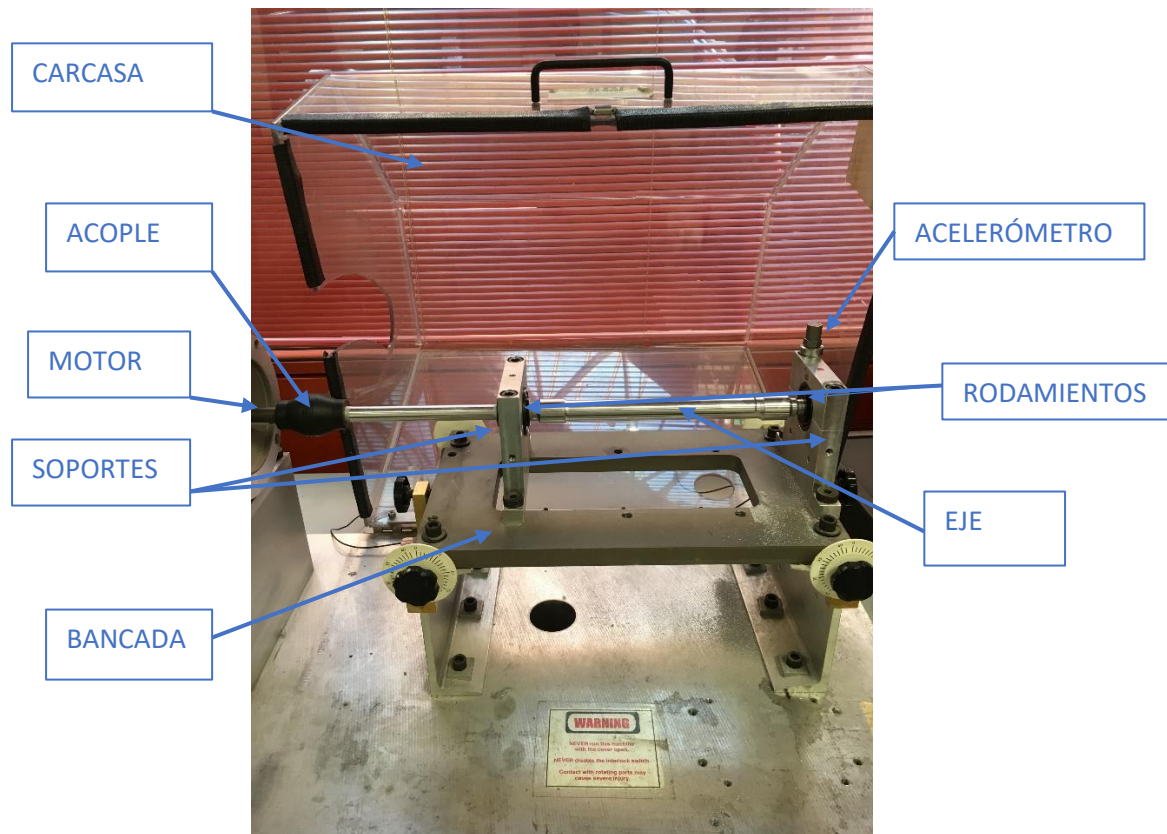


Ilustración 3. Banco de ensayos MAQLAB

Como se puede ver en la Ilustración 3 la única carga a la que está expuesto el eje es el momento torsor que transmite el motor de 250 W al eje a través del acople, la medida se toma a través del acelerómetro. El acelerómetro es piezoeléctrico, lo que significa que cuando se excita su base con vibraciones transmitidas desde el eje hasta los soportes el acelerómetro envía señales eléctricas cuya amplitud se mide en voltios [11]. En la Ilustración 4 se puede ver con más detalle el montaje.



Ilustración 4. Conjunto soporte-acelerómetro

Los rodamientos que sujetan al eje en cada una de las dos pletinas son **rodamientos de bolas ER10** de la empresa MB Manufacturing [12] y el **acelerómetro es piezoeléctrico y del modelo Brüel&Kjaer 4383**. [13]

La señal que sale del acelerómetro debe pasar por varios dispositivos que la filtran y facilitan su análisis. El esquema general de este proceso se puede observar en la Ilustración 5.

Sin entrar mucho en detalle en el funcionamiento de este procesamiento de la señal se puede decir que el amplificador aumenta la señal del acelerómetro que es muy débil y así se facilita su estudio, la tarjeta de adquisición de datos realiza la conversión de señal analógica que le llega del amplificador a señal digital para ser usada por un ordenador, por último, en el ordenador y mediante un software especializado se monitorean los datos y se construyen gráficas que son las que se usan para comprobar el estado de la máquina.

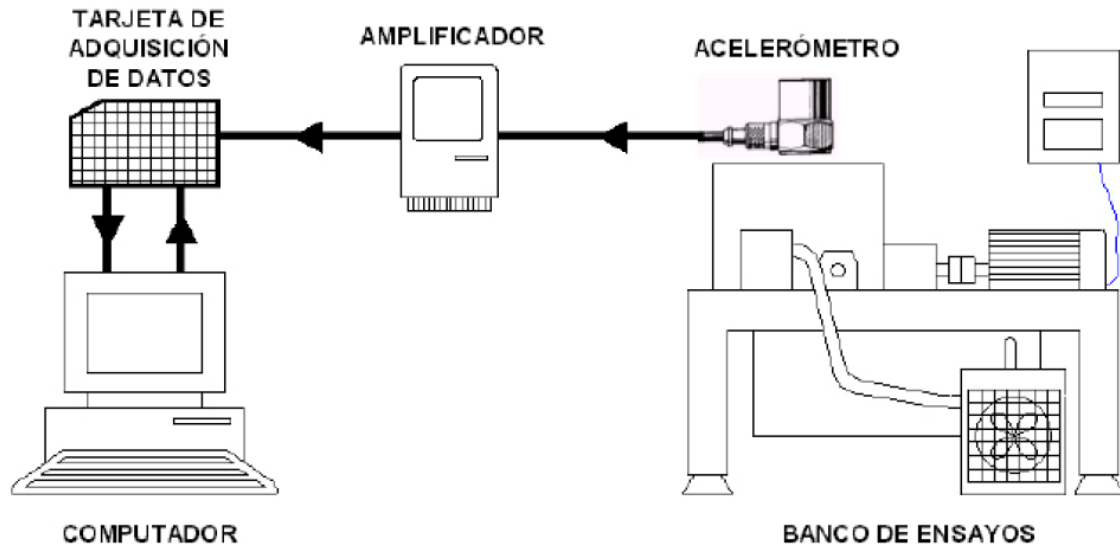


Ilustración 5. Procesado de la señal del acelerómetro [14]

La señal que se obtiene directamente de la tarjeta de adquisición de datos mide la amplitud de la vibración en función del tiempo como se muestra en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Este tipo de gráficas son complicadas de analizar, por ello se realiza una serie de operaciones matemáticas conocidas como la Transformada Rápida de Fourier (FFT con sus siglas en inglés) que nos muestra la amplitud en función de la frecuencia, ver en la Ilustración 7.

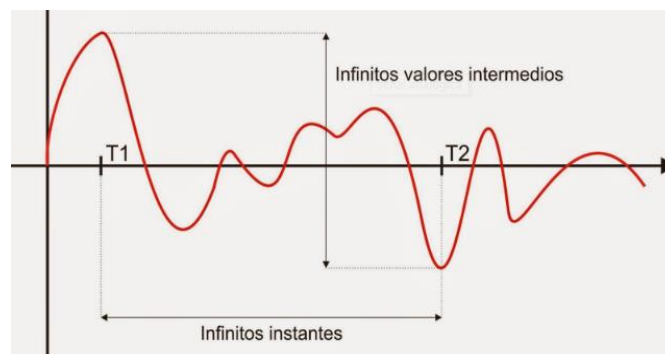


Ilustración 6. Ejemplo de gráfica de amplitud en función del tiempo

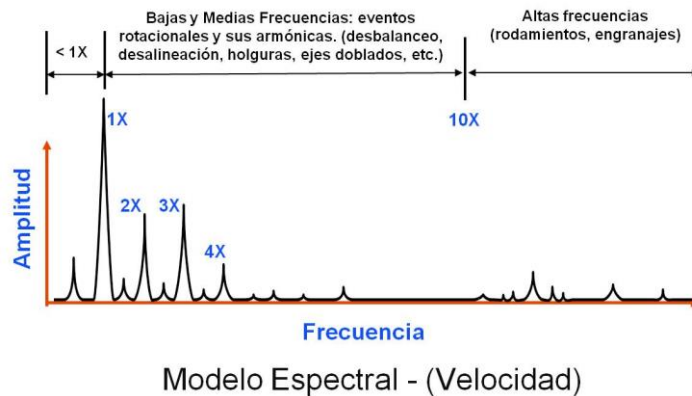


Ilustración 7. Ejemplo de gráfica de amplitud en función de la frecuencia

En la Ilustración 6 podemos ver una onda formada por muchos armónicos actuando a la vez, por lo que es imposible determinar de una manera fiable cuándo se ha producido una anomalía en la amplitud debido a la excitación de un modo normal de la pieza. Sin embargo, en la Ilustración 7 se sabe que las frecuencias a las que se producen las mayores amplitudes se corresponden con las frecuencias características de la pieza de acuerdo con la definición del apartado **MODOS DE VIBRACIÓN**. Por lo tanto, cuando se observe que hay una anomalía en la amplitud de estas frecuencias significa que existe algún tipo de defecto que está afectando al funcionamiento de la máquina.

2.3. TEORÍA DEL MANTENIMIENTO

En este apartado se van a introducir los tipos de mantenimiento que existen prestando especial atención al mantenimiento predictivo que es el que rige este trabajo. Según bibliografías especializadas se pueden diferenciar varios tipos de mantenimiento [14]:

- Mantenimiento correctivo
- Mantenimiento preventivo
- Mantenimiento predictivo
- Mantenimiento proactivo

El mantenimiento **correctivo** se encarga de reparar partes de la máquina que ya han fallado, de modo que realizar únicamente este tipo de mantenimiento requiere correr muchos riesgos y no garantiza un nivel de seguridad aceptable. Este tipo de mantenimiento es recomendable únicamente para la pequeña industria.

Un ejemplo de mantenimiento correctivo puede ser el que se le hace a un ordenador, a estos dispositivos no es normal hacerles revisiones programadas y sólo se mandan a reparar si sufren algún daño.

Por otro lado, el mantenimiento **preventivo** sí que incluye revisiones programadas pero estas revisiones se han determinado únicamente por experiencia, es decir, cuando ha fallado algún componente y se demuestra que ha sido por desgaste, se toma de referencia la vida útil que ha tenido y el resto de las piezas similares se examinarán antes de cumplir los ciclos a los que la primera pieza falló.

El siguiente paso en la preservación de la maquinaria es el mantenimiento **predictivo**, este tipo de mantenimiento programa las revisiones en función de los estudios previos de materiales y diseño, de manera que es mucho más fácil prever los costes de mantenimiento y los riesgos que implica la actividad de la máquina, aunque siempre pueden ocurrir accidentes.

El análisis de vibraciones pertenece al mantenimiento predictivo, los estudios previos al ensayo consisten en encontrar los modos de vibración y las frecuencias características para un eje que esté sano, y en función de los resultados que se obtengan de posteriores análisis se actualizará la frecuencia de los mismos.

Este análisis puede prever los siguientes defectos en un eje [15]:

- Desbalanceo
- Desalineamiento
- Defecto de rodamientos
- Ejes torcidos
- Desajuste mecánico
- Defecto de transmisiones por correa
- Defectos de engranajes
- Problemas eléctricos

Por último, si combinamos el mantenimiento predictivo y el preventivo conseguimos actualizar el límite al que se programaron las revisiones según el diseño de los componentes, debido a fallos frecuentes. De este modo hay siempre un flujo de información entre el departamento de diseño y los analistas de mantenimiento. Además, también se investigan nuevas formas de fabricar las piezas o de diseñarlas en función de los fallos que tengan en servicio. A este tipo de mantenimiento se le llama **proactivo**.

2.4. PARÁMETROS DE SUPERVISIÓN EN LOS ANÁLISIS DE VIBRACIONES

- Medida de vibración global o total en banda ancha

“Medición de energía vibratoria total contenida en una onda emitida por una máquina para establecer el nivel de vibración, siendo este directamente proporcional a la magnitud del problema, es decir, a más vibración, mayor problema” [16].

Esto quiere decir que la vibración en banda ancha recoge la señal sin filtrar, sin separar los paquetes de frecuencia que se corresponden a cada componente del eje.

- Medida de vibración en banda estrecha de frecuencia.

Al contrario que la medida anterior, en banda estrecha se separa la medida total en rangos de frecuencia que se corresponden con los distintos elementos de la máquina, de este modo se pueden detectar los defectos en las piezas de manera más eficiente. Esta señal se obtiene a partir de la medida en banda ancha aplicando filtros.

- Medida de parámetros vibratorios específicos para detección de fallos en rodamientos y engranajes (demodulación, envolvente, Spike Energy, PeakVue,...).

Dentro de la señal en banda estrecha de cada componente existen unos valores de referencia que permiten comprobar si hay alguna anomalía como las que se nombran arriba.

- Parámetros de la Forma de Onda: Simetría (Kurtosis) y Cresta (Skewness).

Son descriptores estadísticos que permiten identificar por ejemplo los defectos en rodamientos.

Haciendo referencia nuevamente a la Ilustración 7, se ve que en un espectro de vibración (gráfica que recoge las medidas de amplitud en función de la frecuencia) los fallos más frecuentes se producen a frecuencias relativamente bajas, 1X, 2X, 3X y 4X, estos valores acompañados de una "X" significan que el eje está vibrando a "N" veces la frecuencia de giro de la máquina. Los defectos que se identifican a estas revoluciones son desalineamientos, desequilibrios, ejes torcidos, etc. Mientras que a frecuencias mayores encontramos defectos en engranajes y rodamientos entre otros.

Un ejemplo de defecto en un espectro de vibración se muestra en la Ilustración 8. En este caso, el defecto que está representado por el pico de la gráfica se produce a una frecuencia de vibración de 1X.

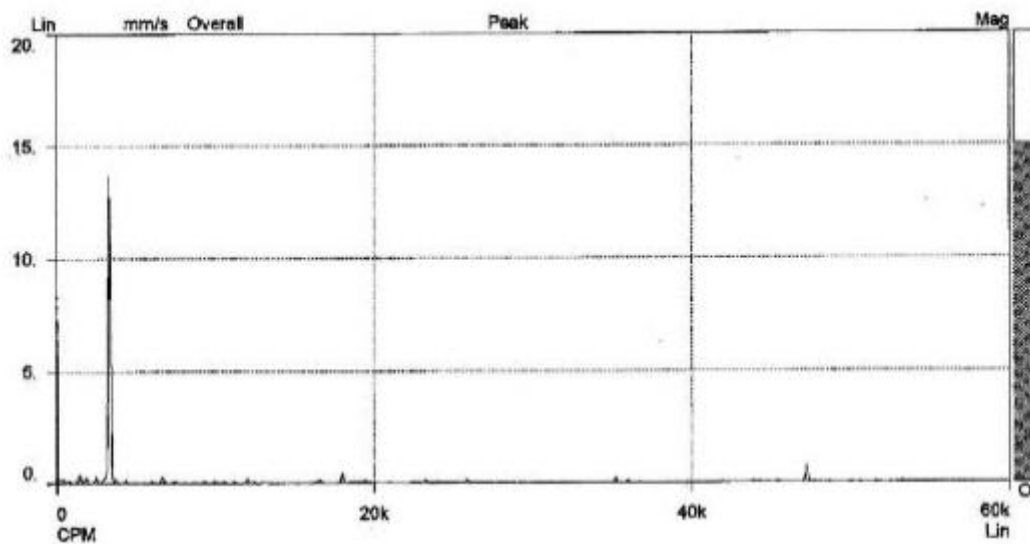


Ilustración 8. Defecto de desalineamiento en espectro de vibración [17]

2.5. ANSYS

En este apartado se verá la metodología empleada para realizar los correspondientes análisis utilizando el programa **ANSYS Workbench v19**. En primer lugar, cabe destacar que la compañía es líder en las operaciones de simulación:

La simulación de ingeniería es nuestro único foco. Durante más de 45 años, hemos hecho avanzar consistentemente esta tecnología para satisfacer la evolución de las necesidades de los clientes.

ANSYS desarrolla, comercializa y da soporte al software de simulación de ingeniería utilizado para predecir cómo se comportarán los diseños de producto en entornos del mundo real. Hacemos avanzar continuamente las soluciones de simulación mediante:

- El desarrollo o la adquisición de las mejores tecnologías
- Su integración en una plataforma de simulación unificada con complejas capacidades multifísicas
- La oferta de servicios de sistema, incluidos informática de alto rendimiento (HPC) y soluciones Cloud, para gestionar los procesos y datos de las simulaciones [18]

De los módulos que ofrece el programa se va a utilizar el **análisis estructural** para el desarrollo de los ensayos que se van a realizar en este documento. El análisis estructural tiene diversas aplicaciones en función del tipo de ensayos que queramos realizar:

- Análisis de fuerza
- Vibración
- Análisis térmico
- Durabilidad
- Dinámica del cuerpo rígido
- Hidrodinámica
- Composites
- Impacto
- Optimización
- HPC para FEA
- Optimización de topología
- Additive manufacturing

La aplicación más interesante para realizar los ensayos que se pretenden en este documento es la de vibración. Estas aplicaciones no aparecen como opción en la barra de herramientas del programa o en el menú principal, pero son una buena forma de mostrar el alcance del software sin tener que enumerar los diferentes análisis que tiene. En el apartado 0 se explicará con detalle la metodología que se ha seguido.

El método que vamos a emplear para simular los distintos ejes se llama Método de Elementos Finitos (FEM son sus siglas en inglés). El Método de Elementos Finitos permite aproximar la solución de un problema en un medio continuo mediante elementos que lo dividen.

Este método consiste en dividir nuestra pieza en pequeñas figuras geométricas denominadas elementos, en las que sus vértices (nodos) representan puntos significativos para el programa en los cuales se resolverán las diferentes ecuaciones de la elasticidad en función de unas condiciones de contorno preestablecidas. A continuación, se van a definir los diferentes módulos que son necesarios para configurar el análisis modal, que es el más importante de los

que vamos a utilizar, aunque será en el apartado 0 donde se explicará el procedimiento que se lleva a cabo paso a paso.

En la Ilustración 9 se muestra el esquema con los diferentes módulos que hay que completar para lanzar un análisis modal. A continuación, se explicará en qué consiste cada uno.

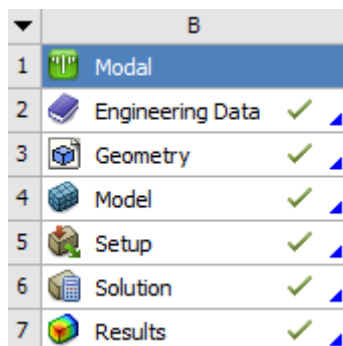


Ilustración 9. Pasos a seguir para realizar un análisis modal

2.5.1. MÓDULO ENGINEERING DATA

En este módulo definiremos las propiedades de los materiales que intervendrán en nuestros análisis. En este caso se ha elegido el material dentro de la librería del propio programa de “**Aluminum Alloy**” cuyas propiedades se pueden ver en la Tabla 2.

Density	2770 [kg/m ³]
Poisson's Ratio	0.33
Young's Modulus	71 [GPa]

Tabla 2. Propiedades Alluminum Alloy”

Se ha elegido este material para todo el eje porque es el resultado de un análisis adimensional en el que se ha simplificado tanto su geometría como el material del que está fabricado. Lo haremos así porque se simplifica considerablemente el volumen de cálculo y por lo tanto el tiempo necesario para obtener los análisis.

2.5.2. MÓDULO GEOMETRY

Es aquí donde se introduce la geometría de la pieza que se quiere analizar. ANSYS tiene su propia aplicación para la creación de modelos CAD, sin embargo, se han modelado los distintos ejes mediante el programa **SolidEdge st10** y posteriormente se han importado a formato “.stp” que es un formato compatible con ANSYS.

ANSYS Workbench tiene una opción para instalar un plugin que conecte un programa de diseño CAD como puede ser Solid Edge st10 de manera que se puede importar directamente la geometría diseñada en CAD a un análisis de ANSYS sin necesidad de cambiar de formato y lo más importante, si se modifica cualquier parámetro predefinido en Solid Edge, este es

modificado automáticamente en el ensayo. Sin embargo, como ambos programas usados para este proyecto tienen una licencia de estudiante esta opción no estaba disponible.

2.5.3. MÓDULO MODEL

El modelo del análisis es una parte fundamental para la resolución del problema, aquí es donde se realiza el mallado de la pieza. Al abrir este módulo el programa nos dirige directamente a la aplicación **Ansys Mechanical** que aparece en un entorno nuevo.

Dentro de Ansys Mechanical se presentan las diferentes partes en las que se divide el problema. En Primer lugar, hay que asignar el material previamente elegido en el módulo “Engineering data” a las diferentes geometrías que vayan a intervenir en el análisis, después se elige un sistema de coordenadas y se pasa al mallado de la pieza. En el mallado se puede controlar la geometría de los elementos que componen la malla, su tamaño, el número de elementos que tendremos en total e incluso se pueden refinar ciertas zonas que se considere que son más importantes. Es necesario encontrar un equilibrio entre el tamaño de la pieza y el número de elementos que la componen ya que un exceso de nodos no aporta una solución mucho más precisa y el gasto computacional es mucho mayor, y una falta de elementos nos conduciría a una solución errónea.

2.5.4. MÓDULO SETUP

En este módulo se aplican las cargas a la pieza que se va a ensayar y se definen las condiciones de contorno. En el análisis modal no se pueden aplicar cargas a la pieza ya que lo que determina son los modos y las frecuencias naturales de la pieza y cualquier carga influiría en los resultados. No obstante, si se puede definir una condición de inercia como velocidad de rotación constante para realizar el análisis modal. Esto es interesante porque permite calcular las frecuencias naturales del eje simulando el funcionamiento que tendría en la máquina.

En cuanto a las condiciones de contorno, cabe destacar que se aplican sobre superficies, ejes o vértices de la pieza y que tienen un papel fundamental en el cálculo de modos normales y sus frecuencias de excitación. En este documento se han ensayado diversas condiciones de contorno y se ha seleccionado la que arroja unos resultados más cercanos a los que se obtuvieron con la máquina Rotokit.

2.5.5. MÓDULO SOLUTION

Una vez que se han definido todas las variables del problema este módulo es el encargado de resolver todas las ecuaciones y dar unos resultados que se mostrarán en el módulo “Results”. Es posible modificar los recursos de memoria que destina el ordenador a resolver el problema, aunque en este caso no ha sido necesario.

Si existe algún problema en la definición de alguno de los módulos anteriores e intentamos resolver, el módulo “Solution” mostrará una ventana de error con una breve descripción del problema.

2.5.6. MÓDULO RESULTS

Los resultados obtenidos en el módulo “Solution” no se muestran al usuario, es en este módulo es donde se selecciona qué tipo de resultado queremos ver: tensión total, deformación total, energía, deformación direccional... Para el análisis modal elegiremos la deformación total y direccional.

El programa permite presentar los resultados de una manera intuitiva, exagerando las deformaciones para que el usuario pueda ver claramente los desplazamientos que experimenta el modelo y mediante colores muestra los valores más altos de tensión y deformación. Además, se puede ver una animación de la deformación de la pieza bajo la aplicación de la carga en función del tiempo.

2.6. SOLID EDGE ST10

En este apartado se va a hablar del software empleado para modelar la geometría del eje que se ha estudiado. A continuación, se ofrece una breve descripción del programa.

Solid Edge es un portfolio de herramientas de software sencillas que abordan todos los aspectos del proceso de desarrollo de productos - diseño en 3D, simulación, fabricación, gestión del diseño y mucho más gracias a un creciente ecosistema de aplicaciones. Solid Edge combina la velocidad y simplicidad del modelado directo con la flexibilidad y el control de diseño paramétrico - hecho posible con synchronous technology [19].

Aunque las últimas versiones de este programa incluyan un módulo de simulación para este trabajo sólo se ha empleado el de diseño 3D. Por ello en este apartado sólo se va a hablar del diseño CAD.

Lo primero es saber que Solid Edge St10 permite dos modos de trabajar en un diseño CAD, el entorno **Ordenado** y el entorno **Síncrono**. En el primero, las diferentes operaciones de diseño como extruir, realizar vaciados, etc, se pueden realizar directamente sobre la pieza y sin tener que definir antes planos para dibujar bocetos. Por otro lado, en el entorno ordenado cada operación debe estar bien estructurada en el árbol del proyecto, de manera que antes de cambiar la geometría de la pieza debemos definir el plano en el que se va a realizar la operación y a partir de ahí hacer el boceto. **Para este proyecto se ha elegido trabajar en entorno ordenado.**

A medida que se van definiendo la extensión de las operaciones que conformarán las dimensiones finales de la pieza es necesario acotar absolutamente todas las medidas y definir relaciones de diseño. Si esto no se hace bien, cuando se cambie una variable del diseño aquellas que no hayan quedado fijadas por cotas pueden cambiar de forma inesperada. Todas estas medidas quedan registradas en lo que el software llama “**tabla de variables**”, esto es importante porque si se quiere parametrizar una dimensión hay que buscarla en esta tabla y renombrarla. Las variables pueden tomar valores constantes, fórmulas matemáticas e incluso combinarse entre ellas.

Por último, como se ha explicado en el apartado 2.5.2, Solid Edge ofrece la opción de exportar el archivo CAD en formato “.stp” para que ANSYS pueda incluirlo en sus análisis.

3. DESARROLLO DEL PROYECTO

Tras haber definido las herramientas que se han usado llega el momento de ver el procedimiento que se ha seguido en la realización del trabajo. En este apartado se explica el modelo matemático que resuelve el análisis modal de ANSYS Workbench v19 y se dan los resultados de este.

3.1. DESCRIPCIÓN MATEMÁTICA DEL MODELO

El método de elementos finitos aplicado al análisis modal se puede formular de dos formas: para estructuras ligeramente amortiguadas (**lightly damped structures**) o para estructuras altamente amortiguadas (**highly damped structures**). El problema que se plantea en este documento es del tipo ligeramente amortiguado, porque las únicas pérdidas de energía que presenta el sistema son debidas a fricciones. Para que un sistema sea considerado como altamente amortiguado debe tener elementos específicamente diseñados para ese fin, por ejemplo, un sistema de suspensión de un coche [20].

La metodología empleada para analizar los sistemas ligeramente amortiguados es la que se muestra en la Ilustración 10.

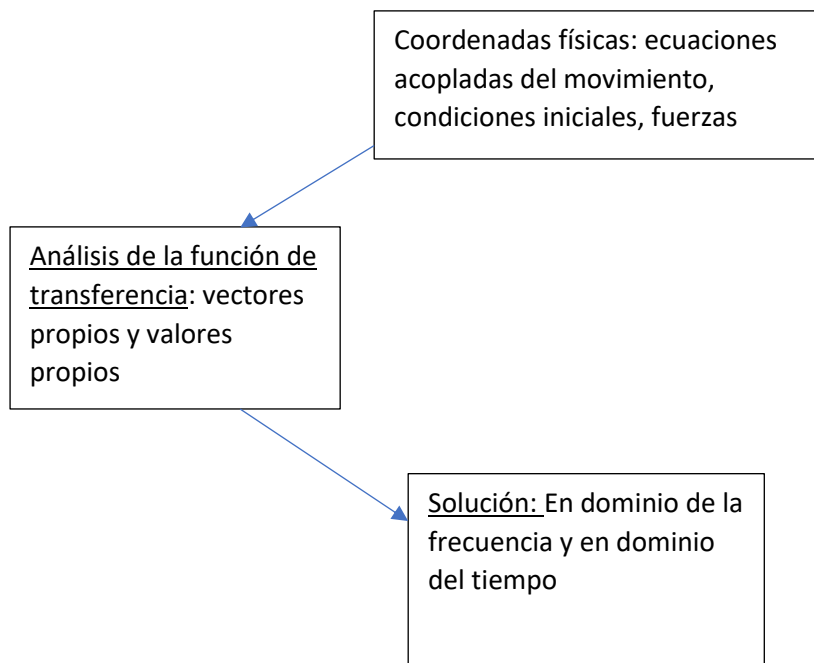


Ilustración 10. Solución de las ecuaciones acopladas del movimiento

Los primeros pasos para definir el modelo son establecer un sistema de coordenadas, saber cuáles son los grados de libertad que presenta el problema y las condiciones iniciales del mismo.

Una vez que se haya definido esto, se pasa al **análisis de la función de transferencia**. En esta parte se van a construir la matriz de rigidez, la de amortiguamiento y la de masa.

- **Matriz de rigidez:** se obtiene aplicando un **desplazamiento unidad** a cada grado de libertad, cada uno por separado. Se restringen el resto de los grados de libertad y se define la rigidez de la fuerza requerida para mantener el sistema en la posición restringida.
Cada elemento de una fila de cada columna de la matriz de rigidez está entonces definido por las restricciones asociadas con cada grado de libertad que es requerido para mantener el sistema en posición restringida.
- **Matriz de amortiguamiento:** En el caso de existir amortiguamiento en el sistema, esta matriz se calculará igual que la anterior con la diferencia de que ahora se debe aplicar una **velocidad unidad** a cada grado de libertad por separado y restringiendo el resto. Lo que se mirará ahora es la velocidad dependiente de la fuerza necesaria que hay que aplicar al sistema para mantenerlo en la posición inicial.
- **Matriz de masa:** Se obtiene mediante un procedimiento similar a las anteriores matrices, sin embargo, esta vez se aplica una **aceleración unidad** a cada grado de libertad por separado manteniendo los demás estacionarios y se buscan las aceleraciones dependientes de las fuerzas que mantienen el resto de los grados de libertad en condición estacionaria.

Como ejemplo del análisis de la función de transferencia se presenta el análisis de un actuador rotatorio como el de la Ilustración 11.

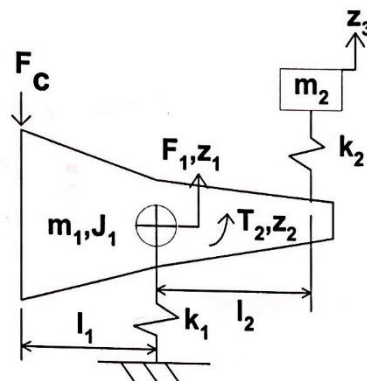
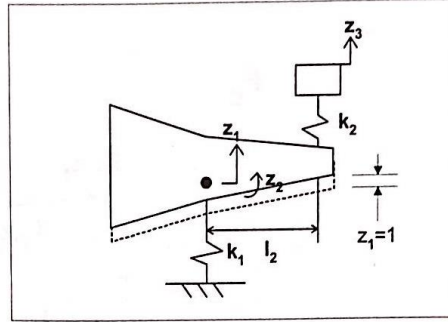


Ilustración 11. Esquema de actuador rotatorio [20]

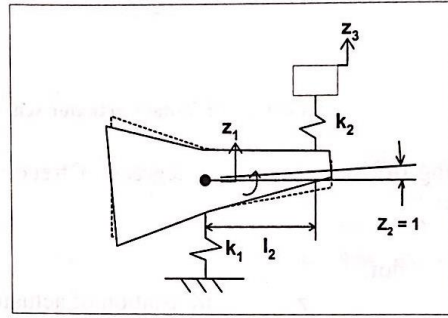
Los grados de libertad del actuador se muestran en la Ilustración 12. En esa imagen se puede observar también cómo se aplica el desplazamiento unidad por separado a cada grado de libertad para obtener la matriz de rigidez.

El sistema de la Ilustración 11 tiene 3 grados de libertad: dos desplazamientos y una rotación. Por lo tanto, la matriz de rigidez tendrá dos componentes (k_1 y k_2), la de amortiguación valdrá "0" y la de masa tendrá componentes m_1 , m_2 y J_1 (referido al momento de inercia de la pieza 1).

First Column: $z_1 = 1$



Second Column: $z_2 = 1$



Third Column: $z_3 = 1$

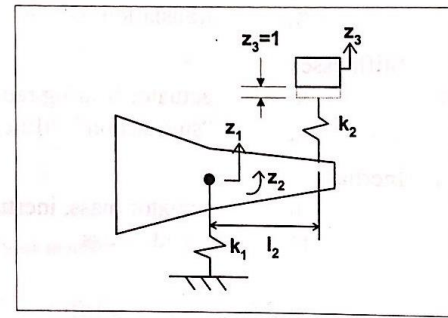


Ilustración 12. Grados de libertad del actuador rotatorio [20]

La ecuación del movimiento del sistema rotatorio la encontramos en la ecuación 3.1.1., que se ha simplificado mediante 3.1.2. y 3.1.3.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \\ \ddot{z}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & l_2 \cdot k_2 & -k_2 \\ l_2 \cdot k_2 & l_2^2 \cdot k_2 & -l_2 \cdot k_2 \\ -k_2 & -l_2 \cdot k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ T_2 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_c \\ F_c \cdot l_1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.1.1)$$

$$F_1 = -F_c \quad (3.1.2)$$

$$T_2 = F_c \cdot l_1 \quad (3.1.3.)$$

Tras obtener la ecuación del movimiento se transforma al dominio de "S" mediante la transformada de Laplace, dando como resultado la ecuación 3.1.4.

$$F(s) = m \cdot s^2 \cdot z(s) + c \cdot s \cdot z(s) + k \cdot z(s) \quad (3.1.4.)$$

Resolviendo para la función de transferencia llegamos a la ecuación 3.1.5.

$$\frac{z(s)}{F(s)} = \frac{1}{m \cdot s^2 + c \cdot s + k} = \frac{1/m}{s^2 + \frac{c}{m} \cdot s + \frac{k}{m}} \quad (3.1.5.)$$

Los nuevos parámetros se definen en la Tabla 3.

$\omega_n^2 = \frac{k}{m}$	$\omega_n^2 = \text{frecuencia natural [rad/s]}$
$c_{cr} = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}$	$c_{cr} = \text{valor "crítico" de amortiguamiento}$
ξ	$\xi = \text{cantidad proporcional de amortiguamiento}$

Tabla 3. Parámetros de la función de transferencia

$$\frac{z(s)}{F(s)} = \frac{1/m}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2} \quad (3.1.6.)$$

Ya solo es necesario cambiar “S” por “j·ω” para obtener los valores de respuesta de la frecuencia.

3.2. REALIZACIÓN DE LAS SIMULACIONES

En el apartado de metodología se va a explicar los pasos que se han llevado a cabo en cada uno de los análisis. En primer lugar, se describe cómo se ha creado la geometría.

3.2.1. CREACIÓN DE LA GEOMETRÍA

Los planos del eje han sido proporcionados por el departamento MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid. Como se ha indicado anteriormente, el modelo CAD se ha realizado con el software de dibujo Solid Edge St10.

Los planos de los que se ha partido para modelar el eje estaban a escala 1/8 y el diámetro sobre el que se ha definido la fisura era de 20,73mm

La pieza se ha generado en entorno Ordenado y la operación principal que se ha empleado en el diseño es la de “Protusión por Revolución” a partir de un boceto como se muestra en la Ilustración 13.

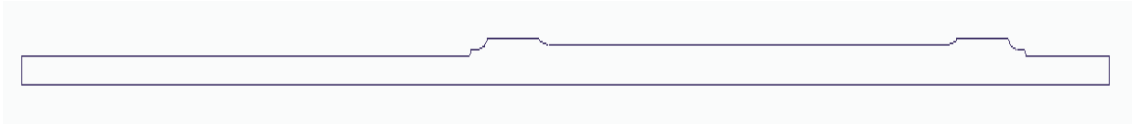


Ilustración 13. Boceto de revolución para el eje

Los planos del eje original y el de geometría simplificada se pueden encontrar en la parte de ANEXOS.

La grieta se definió en función de la que había en el eje real que usa la máquina de ensayos a fatiga Rotokit, la cual se colocó en esa sección porque es por ahí por donde suelen fallar los trenes. Sus dimensiones y geometría se muestran en la Ilustración 14, por otro lado, los valores que adoptará la profundidad (que es la medida parametrizada) están recogidos en la Tabla 4. Para la acotación de la posición de la grieta se ha tomado como referencia el apoyo que está más lejos del motor.

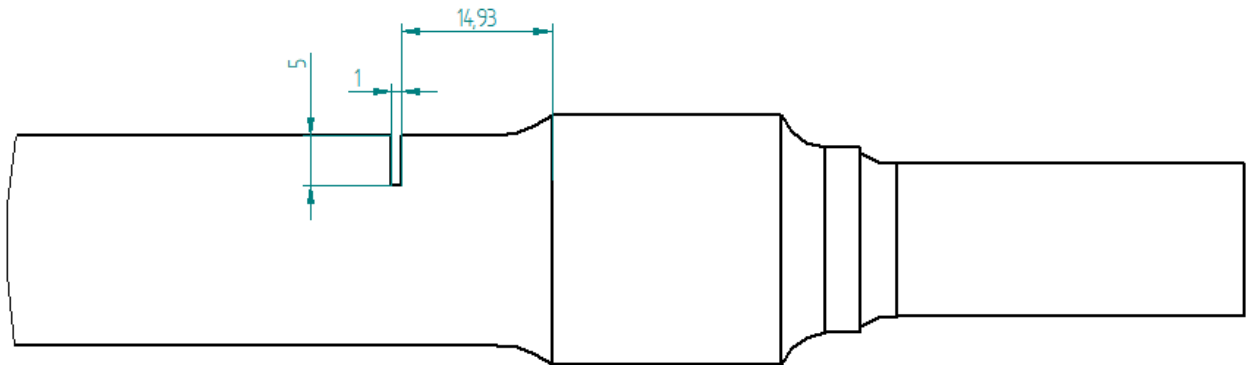


Ilustración 14. Grieta

	Profundidad de la grieta [mm]
Eje sano	0
Ensayo 1	5
Ensayo 2	9.7
Ensayo 3	15

Tabla 4. Medidas de profundidad de la grieta

3.2.2. MALLADO DEL EJE

Como se ha explicado en el apartado 2.5 el siguiente paso después de definir el módulo de “Engineering data” y de “Geometry” es mallar el eje en el módulo “Model”.

Dentro de la interfaz de ANSYS Mechanics el primer paso debe ser seleccionar un método de mallado insertando la opción “Method”, que aparece en el árbol del proyecto en las opciones de “Mesh”. Para la geometría que se va a analizar en este documento se ha elegido el método “Hex Dominant Method”, en la *Ilustración 15. Opciones de método “Hex Dominant Method”* se presentan las diferentes opciones para definir el método:

- **Scope:** Esta parte comprende la selección de la geometría que se va a mallar. Tanto para el eje sano como para el que tiene la grieta se selecciona el cuerpo entero (1 body).
- **Definition:** Las opciones más relevantes que encontramos aquí son el método (Method) y la geometría de las caras de los elementos del mallado (Free Face Mesh Type), seleccionando “Quad/Tri” el programa dibujará elementos cuadrados a lo largo de la geometría siempre y cuando sea posible, en el resto de los casos dibujará triángulos.

Details of "Hex Dominant Method" - Method	
[-] Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	1 Body
[-] Definition	
Suppressed	No
Method	Hex Dominant
Element Order	Use Global Setting
Free Face Mesh Type	Quad/Tri
Control Messages	No

Ilustración 15. Opciones de método “Hex Dominant Method”

El método elegido para mallar la figura fue “Hex Dominant” porque en el caso de piezas cilíndricas los elementos cuadrados aproximan mejor la solución de las ecuaciones del FEM una vez que la pieza está deformada porque son elementos menos rígidos que los triángulos. Esto es porque al deformarse un elemento de la malla durante un análisis los valores de las ecuaciones que hay entre los nodos se calculan interpolando los resultados entre los nodos más cercanos y la geometría cuadrada facilita esta operación. De ese modo, siempre que se trabaje con una geometría sencilla como por ejemplo la de un eje, es recomendable usar una malla de elementos Quads (cuadrados) aunque como veremos a continuación, los elementos triangulares se asemejen más a la geometría de la pieza.

Por otro lado, esto se puede comprobar de otra manera en el mismo ANSYS. Entre las opciones de “Display Style” de la malla que se muestran, hay una que es “Element Quality”. Esta opción genera una imagen del eje con todos los elementos de su malla pintados según la calidad que tengan, la calidad se mide en función de un parámetro que va de 0 a 1 cuya fórmula para el método seleccionado es la que se muestra en la ecuación 3.2.2.1. Esta calidad de la malla hace referencia a la **calidad geométrica de sus elementos**.

$$\text{Quality} = C \cdot \frac{\text{area}}{\sum (\text{EdgeLength})^2} \quad (3.2.2.1)$$

Donde “area” es el área que ocupa el elemento, “EdgeLength” es la longitud de cada una de las aristas del elemento y “C” es un parámetro que está tabulado en función del tipo de elemento como se muestra en la Tabla 5.

Element	Value of C
Triangle	6.92820323
Quadrangle	4.0
Tetrahedron	124.70765802
Hexagon	41.56921938
Wedge	62.35382905
Pyramid	96

Tabla 5. Valores de C

Los resultados de la calidad de la malla mediante el método “Hex Dominant” y “Automatic” se pueden ver en la Ilustración 16 y la Ilustración 17 respectivamente. La malla de los elementos cuadrados tiene 28137 nodos y 8113 elementos, mientras que la de los elementos triangulares tiene 29964 nodos y 18870 elementos.

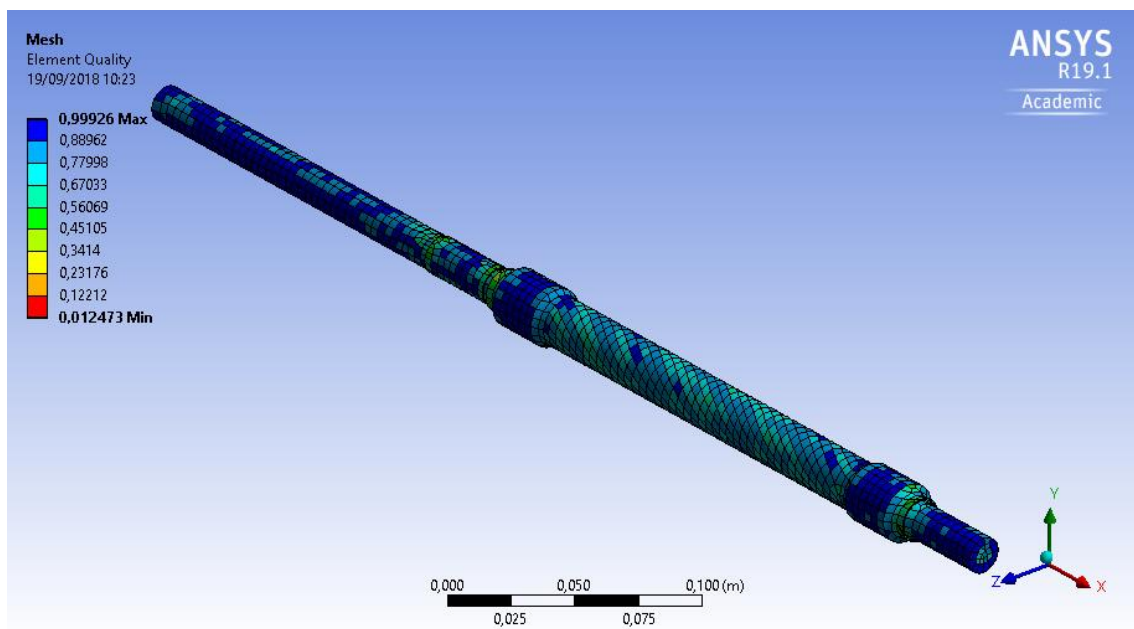


Ilustración 16. Element Quality “Hex Dominant”

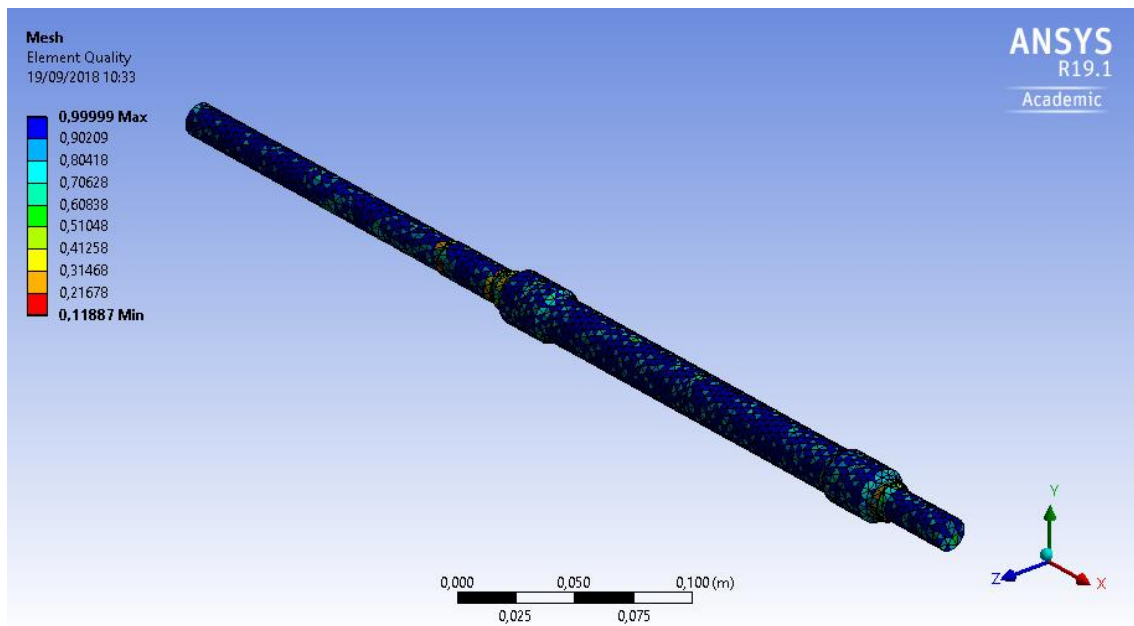


Ilustración 17. Element Quality "Automatic"

Como se puede ver en las Ilustraciones anteriores la malla automática que está formada por triángulos tiene mayor calidad geométrica que la cuadrada, esto quiere decir que se ajusta mejor a la geometría original del eje. Sin embargo, como se ha explicado anteriormente se obtendrán resultados más precisos con elementos Quads, siempre y cuando la malla de estos elementos cumpla unas condiciones de calidad mínimas.

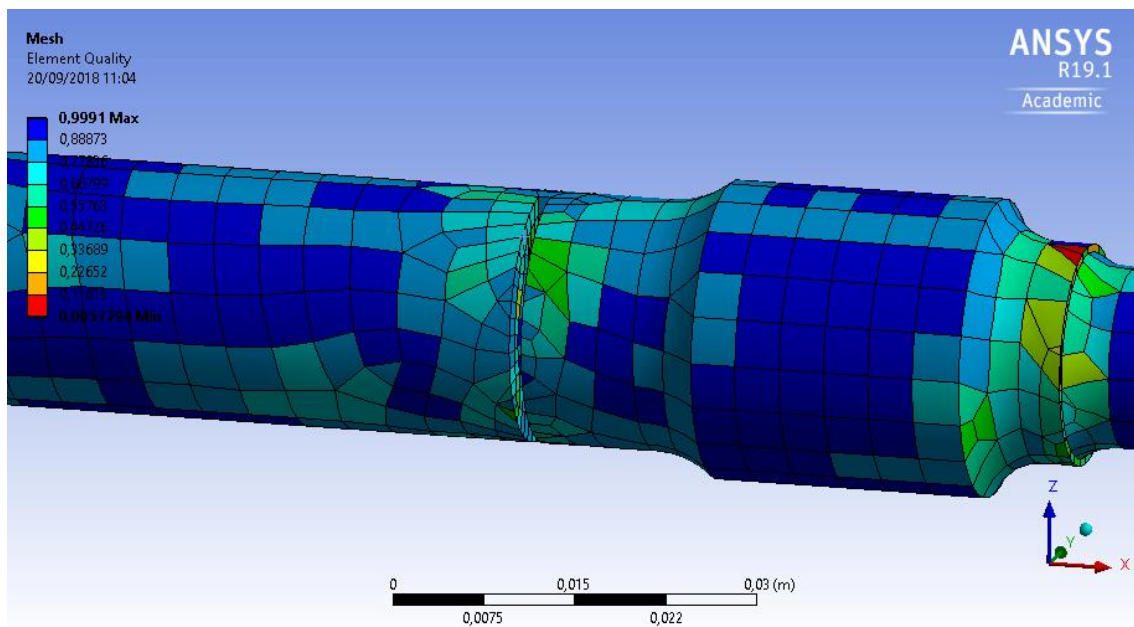


Ilustración 18. Element Quality del eje fracturado

En la Ilustración 18 se muestra cómo se ha mallado la grieta siguiendo el mismo método, pero reduciendo el tamaño de los elementos en las tres caras que la componen para así tener un resultado más exacto en esta zona aumentando el número de nodos y elementos. En el eje fracturado se han generado 30545 elementos y 8979 nodos. Además, a la derecha de esta imagen se puede ver cómo aparecen elementos triangulares en nuestra malla, la explicación de esto es que cuando la geometría es muy complicada, se necesita recurrir a triángulos que tienen mayor calidad geométrica para acabar de definir la malla.

3.2.3. CONDICIONES DE CONTORNO

Para lanzar un análisis modal es necesario introducir antes unas condiciones de contorno, en este apartado se van a definir las que se han empleado, se va a hablar primero de las condiciones de ensayo reales que se dan en la máquina Rotokit y posteriormente se hablará de cómo se han modelado en ANSYS.

La máquina Rotokit realiza varios ensayos a fatiga variando la velocidad de rotación, para cada velocidad se toman datos de vibración de **100 ciclos**. Los datos de velocidad y tiempos que dura el ensayo se muestran en la Tabla 6.

Frecuencia (Hz)	ω (rad/s)	rpm	T (s)	t (s) para 100 ciclos
20	125,6637061	1200	0,05	5
40	251,3274123	2400	0,025	2,5
60	376,9911184	3600	0,01666667	1,666666667

Tabla 6. Ensayo Rotokit

El montaje del eje en la máquina de ensayos se explica en el apartado **2.2**, la grieta que se simula en el ensayo es de unos 9,7 mm y está colocada cerca del apoyo más alejado del motor ya que es en esa sección en la que suelen fallar los trenes.

Para simular estas condiciones mediante el método de elementos finitos es necesario restringir los desplazamientos de diversas caras del eje en el módulo “Setup”, a estas restricciones se les llama soportes (*supports*) en el programa. Se ha supuesto que el eje tiene **tres superficies que es necesario restringir**: Los dos apoyos de los rodamientos y el acople del eje con el motor.

- Apoyos en los rodamientos: Se ha supuesto que estas superficies tienen restringidos los movimientos radiales y axiales, y el movimiento tangencial libre. Las restricciones del programa que pueden conseguir este efecto son “Frictionless”, “Cylindrical Support” y “Displacement”.
- Acople con el motor: La unión con el motor, aunque tenga cierta elasticidad por ser de goma, se ha optado por considerarla como un empotramiento. **Esta restricción no se tendrá en cuenta para calcular los modos de vibración, sólo para el análisis de *Random vibration* posterior ya que para la aplicación real del eje no se va a transmitir la**

potencia de igual manera que en la máquina de ensayos (va a estar montado en un bogie no motorizado).

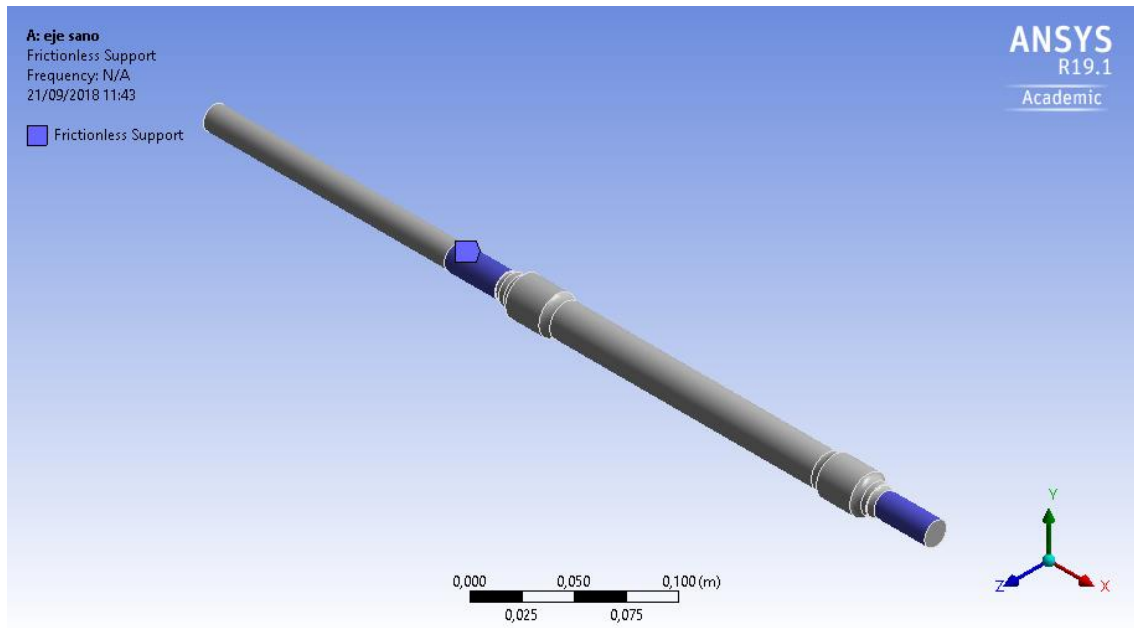


Ilustración 19. Superficies de aplicación de Frictionless Support (apoyo con rodamientos)

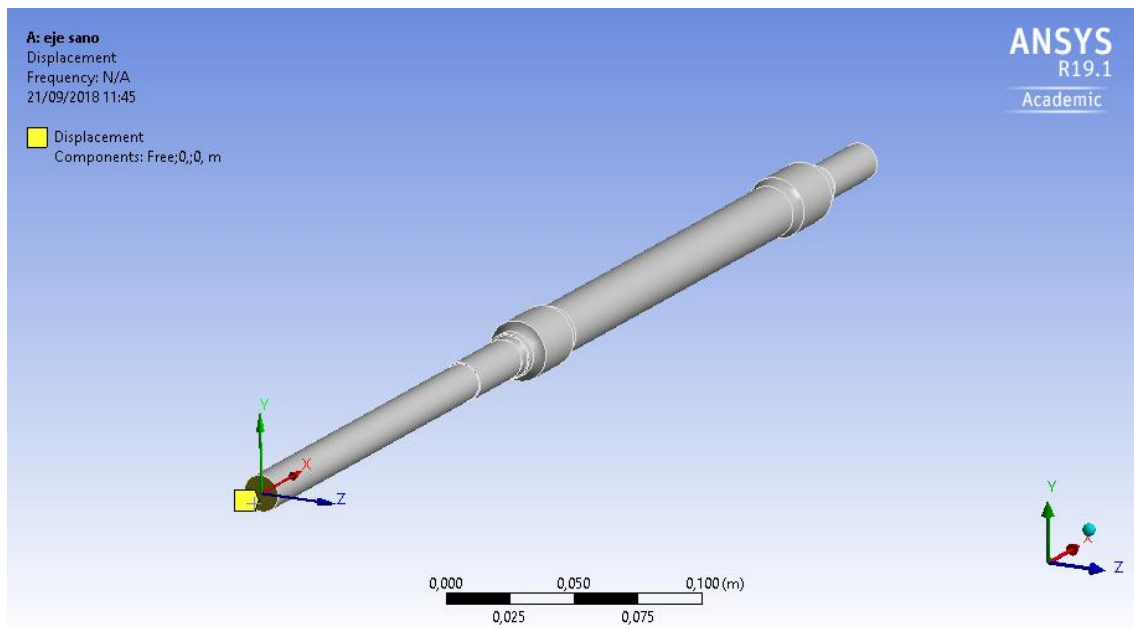


Ilustración 20. Superficie de aplicación de Displacement (apoyo del acople motor)

En la Ilustración 19 se muestran, en color azul, las superficies donde se han aplicado las condiciones de contorno definidas en este apartado en el punto de “apoyos en los

rodamientos”. Mientras que en la Ilustración 20 se ve la superficie en color amarillo donde se simula el acople del eje al motor eléctrico.

El entorno de ANSYS Mechanical no permite definir cargas directamente sobre la pieza que se vaya a estudiar mediante un análisis modal, sin embargo, si se permite definir cargas inerciales para tener en cuenta parámetros como la aceleración de Coriolis en el resultado. Para poder ver cómo afecta este parámetro al ensayo se ha definido una velocidad de rotación constante en algunos análisis con el mismo valor de las velocidades que se tienen en el ensayo del Rotokit.

Para comprobar qué condición de contorno se ajusta más a la realidad se han ensayado los diversos soportes y se han comprobado con los resultados del ensayo real. El resultado de esta comprobación se puede ver en el apartado 4.

3.2.4. RANDOM VIBRATION

Random vibration es el segundo análisis al que se va a someter la pieza. Para llevarlo a cabo, es un prerequisite realizar antes un análisis modal. Este análisis se basa en medir la respuesta a vibraciones aleatorias producidas en las caras de la pieza que tengan todos sus grados de libertad restringidos.

Una vez se haya lanzado el análisis se puede simular un ensayo de vibración en el modelo, para eso se utilizará la herramienta “PSD tool” a la que es necesario darle valores de frecuencias características y desplazamientos en formas de PSD para que el programa genere un modelo y pueda estimar cómo sería la respuesta de la pieza ante vibraciones aleatorias que cubren el mismo espectro que se definió en el análisis modal.

Este tipo de análisis es propio de ensayos de componentes que estén fijos en una estructura que, por el uso de esta, esté sometida a vibraciones. Sin embargo, en este documento se considerará que el acople del eje con el motor mantiene esa cara del eje más cercana al motor fija ya que gira solidaria a ella.

4. RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este apartado se comparan los resultados del ensayo real en la máquina de fallos Rotokit y los resultados de los análisis modales realizados en ANSYS. Este punto se dividirá en dos bloques principales, uno dedicado al cálculo y comparación de modos normales y otro dedicado al análisis *Random Vibration* disponible entre las opciones de ANSYS

4.1. CÁLCULO DE MODOS NORMALES

Para realizar el análisis modal se ha limitado la **frecuencia de muestreo a 3000 Hz** porque es la máxima frecuencia que se registra en el ensayo de la máquina Rotokit. El programa calculará los modos que especifiquemos y estén entre 0 y 3000 Hz, en las opciones de análisis se especificó

que se calculasen como **máximo 10 modos** para asegurar que se alcanzase el límite de frecuencia impuesto. El análisis se realizó con diversos soportes como se muestra en la Tabla 7.

Modos	Cylindrical support [Hz]		Fixed Support [Hz]	Frictionless [Hz]	Displacement [Hz]
	con ω	sin ω			
1	7,37E-04	0	385,49	0	0
2	975,83	2,10E-04	385,66	2,10E-04	369,5
3	1014,1	366,81	1167,6	366,81	369,63
4	1014,6	366,94	1168,7	366,94	1029,1
5	1589,5	1014,1	2356,3	1014,1	1029,5
6	1590,1	1014,6	2357,3	1014,6	2269,3
7	2874,5	2256,7		2256,7	2270
8	2875,6	2257,4		2257,4	2898,5
9		2874,6		2874,6	2899,2
10		2875,5		2875,5	

Tabla 7. Resultados de modos de vibración eje sano simplificado

En la Tabla 7 se han representado las frecuencias características de cada modo de vibración en función del tipo de condición de contorno que se ha aplicado. Estas condiciones de contorno están definidas en el apartado **3.2.3**. Para la columna de *Cylindrical Support con ω* , $\omega=125,66$ rad/s, que es la velocidad angular que experimenta el eje cuando gira a una frecuencia de 20 Hz. Sólo se ha incluido el análisis con esta frecuencia porque con 40 Hz y 60 Hz de frecuencia de rotación no se observaban diferencias significativas.

El motivo por el que salen frecuencias características similares en modos consecutivos en número es porque la forma del modo es la misma, pero en ejes diferentes. Las formas de los modos más críticos (los que presentan deformaciones totales mayores) son las que se pueden ver en las ilustraciones: Ilustración 23, Ilustración 24, Ilustración 25 e Ilustración 26.

Modos	Frecuencia [Hz]
1	0
2	1,00E-03
3	353,39
4	353,54
5	1007,8
6	1008,1
7	2175,5
8	2176,3
9	2869,9
10	2870,6

Tabla 8. Resultados análisis Modal para eje original

Trabajo fin de grado – Modelo numérico de un eje ferroviario a escala para un análisis vibratorio de fisuras

En la Tabla 8 se pueden ver las frecuencias características del eje original. Si las comparamos con las frecuencias obtenidas en la Tabla 7 no hay una diferencia considerable, entonces se puede comprobar que la simplificación de la geometría está bien hecha.

En la Tabla 9 se han seleccionado las frecuencias de vibración del eje simplificado que se corresponden con las imágenes de las formas de los modos que se muestran a continuación.

Modos característicos	Frecuencia eje sano [Hz]	Frecuencia grieta 5mm [Hz]	Frecuencia grieta 9,7 mm [Hz]	Frecuencia grieta 15mm [Hz]
1	366,94	366,94	366,96	366,99
2	1014,6	1013,3	1012,3	1003,5
3	2256,7	2257,4	2257,5	2257,6
4	2875,5	2825,5	2649	2615,7
4'				2228,5

Tabla 9. Modos y frecuencias características significativas

Como se puede ver en la Tabla 9 la presencia de una fisura en el eje no afecta en gran medida a los modos de vibración, ya que siguen teniendo la misma forma e incluso se dan a frecuencias muy parecidas siempre y cuando el tamaño de la grieta sea razonable, es decir, donde se puede observar una variación importante de las frecuencias características respecto a las del eje sano es en la grieta de 15 mm, y si se observa que una fisura de esas dimensiones supone que se ha perdido el 72% del diámetro original, se puede asegurar que el eje habrá fallado para entonces. Sin embargo, se ha realizado el análisis modal de esa grieta para observar la tendencia que tienen los modos normales.

De este modo, se ha comprobado que los modos **más afectados por la presencia de la grieta son el 2 y el 4** porque son los que más difieren en valor de frecuencia característica respecto al eje sano, de hecho, ha sido necesario definir un **modo 4'** porque una forma de vibración similar (pero en ejes distintos) se da a frecuencias que difieren 400 Hz entre sí. El modo 4 y el 4' se muestran en la Ilustración 22 y la Ilustración 21.

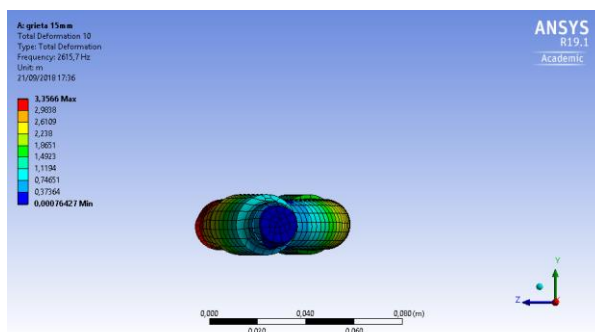


Ilustración 22. Modo 4 (grieta 15mm)

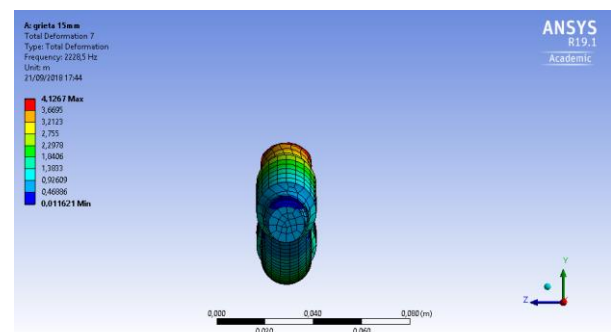


Ilustración 21. Modo 4' (grieta 15mm)

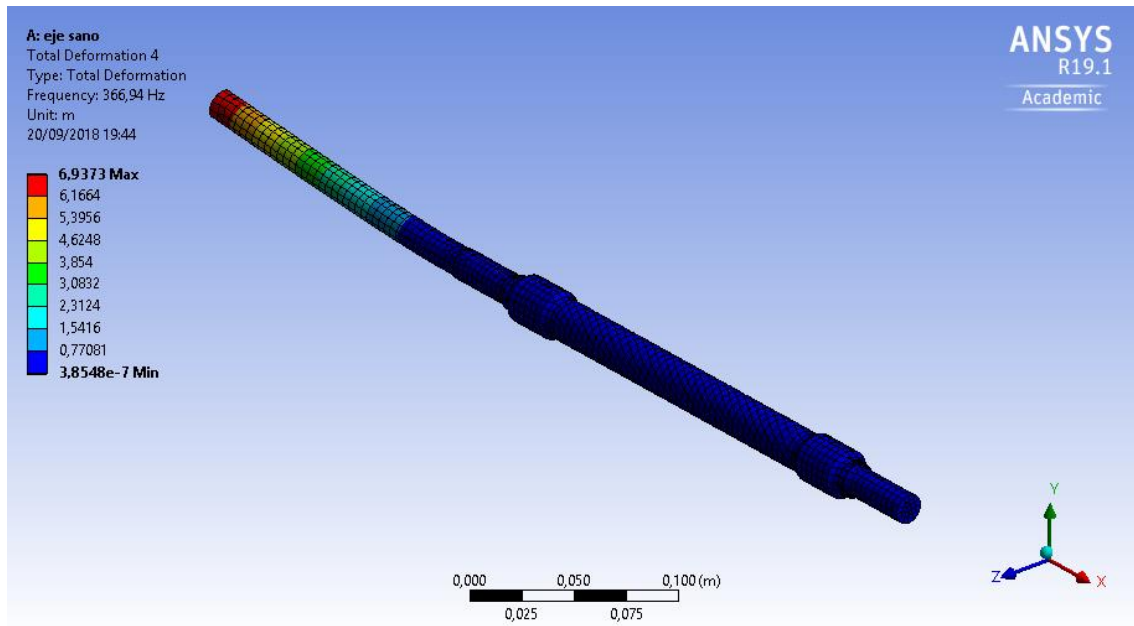


Ilustración 23. Modo 1

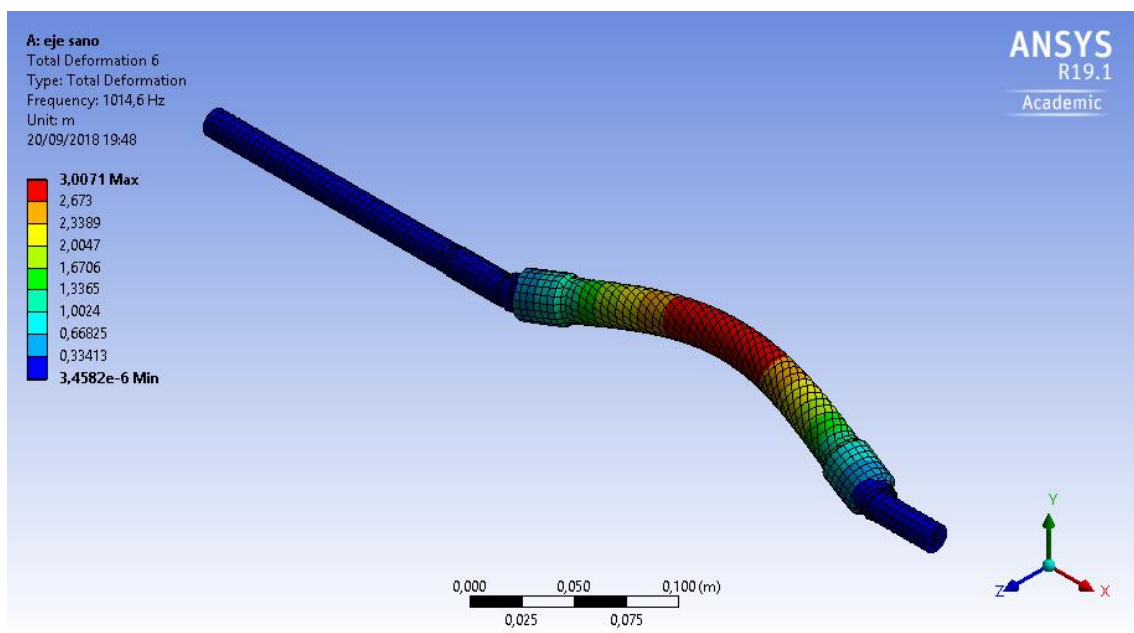


Ilustración 24. Modo 2

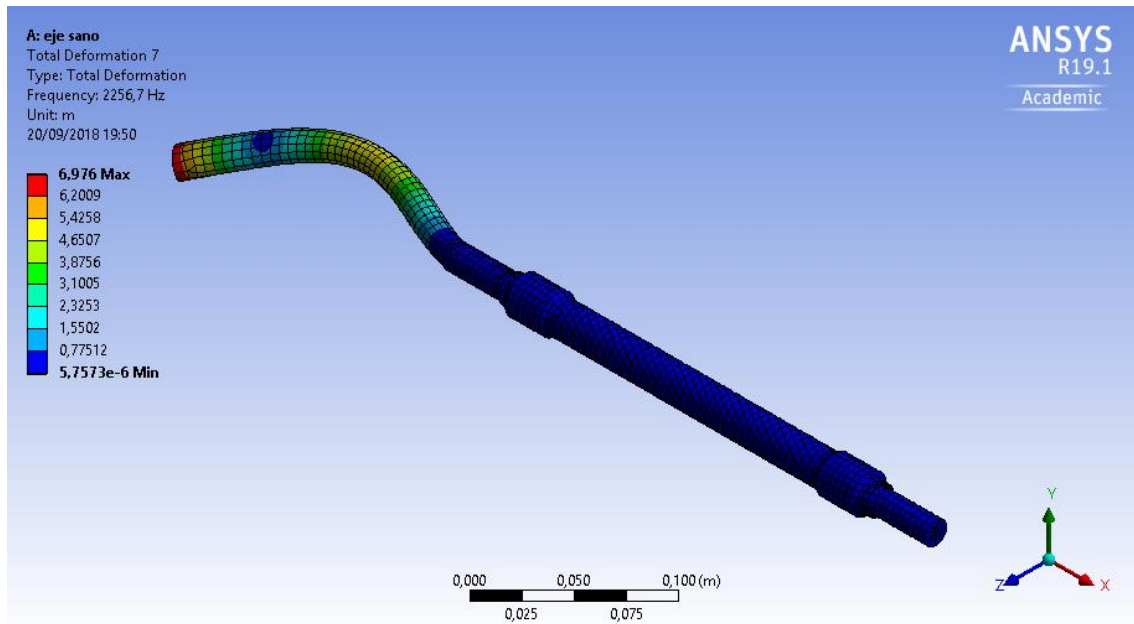


Ilustración 25. Modo 3

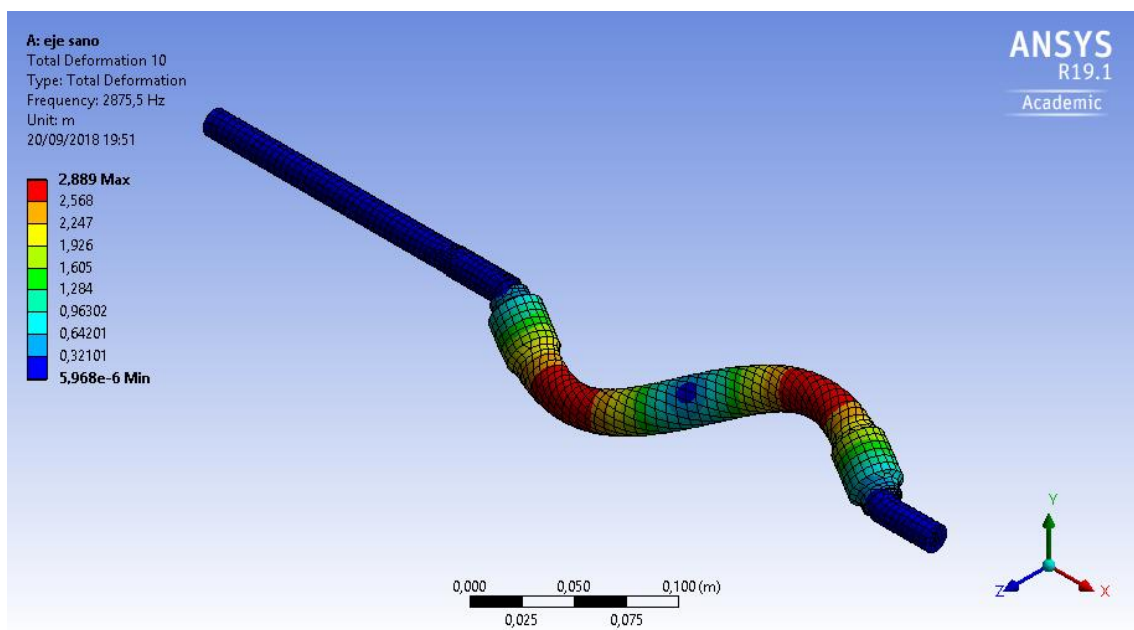


Ilustración 26. Modo 4

En la Ilustración 23, Ilustración 24, Ilustración 25 e Ilustración 26 anteriores se puede ver tanto la forma de los modos de vibración como la frecuencia a la que se produce cada uno y el valor de sus desplazamientos máximos. Los desplazamientos están expresados en [m] y sus valores son tan altos porque el eje está siendo excitado en sus frecuencias características, estos valores de desplazamiento no serían posibles lógicamente porque la pieza fallaría antes de alcanzarlos. Para representar esos valores, ANSYS Mechanical usa un **factor de escala de $1,1 \cdot 10^{-2}$** .

Los modos que afectan a la sección donde se ha definido la fisura son el 2 y el 4, por eso serán esos modos los que se contrasten con los resultados de la máquina Rotokit.

En la Tabla 10 y en la Tabla 11 se muestran las frecuencias características para cada uno de los ensayos realizados en la máquina.

Frecuencias PSD en eje sano (Hz)	Frecuencia PSD en eje con grieta de 9,7 mm (Hz)
974,2	980,4
2410	2431

Tabla 10. Resultados Rotokit 40 Hz [9]

Frecuencias PSD en eje sano (Hz)	Frecuencia PSD en eje con grieta de 9,7 mm (Hz)
974,2	996,2
2410	2409

Tabla 11. Resultados Rotokit 60 Hz [9]

Cabe destacar en la Tabla 10 y Tabla 11 que las frecuencias normales para el eje sano permanecen constantes para ensayos a diferente velocidad angular, no como en los ensayos realizados al eje con grieta, en los que se aprecia una variación entre las frecuencias características de cada modo.

El motivo por el que sólo se muestran los ensayos de 40 y 60 Hz es que a la frecuencia de 20 Hz las vibraciones del eje captadas por el acelerómetro tenían prácticamente la misma amplitud que las que captaba del ruido externo, por lo que los resultados no eran fiables a esta frecuencia.

Se han elegido esas frecuencias porque son las pertenecientes a los modos que deforman el eje por la zona donde se ha colocado la fisura, es decir, son las frecuencias de los modos 2 y 4 que como se ha demostrado al inicio de este apartado, son los más perjudicados por la fisura. El resto de los modos no daña directamente la sección donde se ha realizado la grieta, por lo tanto, se han omitido en los resultados finales del artículo.

La media de las medidas de frecuencia obtenidas para cada ensayo en el Rotokit se muestra en la Tabla 12, así como los errores relativos de esta media con las frecuencias características calculadas con ANSYS Workbench. La fórmula empleada para calcular el error relativo se muestra en la ecuación 4.1.1. donde x_i son las medidas obtenidas de ANSYS y \bar{x} son las medidas obtenidas del banco de ensayos.

$$Er = \frac{x_i - \bar{x}}{\bar{x}} \quad (4.1.1.)$$

	Modo 2	Modo 4
Eje sano en rotokit	974,2	2410
Eje sano en ANSYS	1014,6	2875,5
Error relativo del eje sano	4,15%	19,31%
Eje con fisura de 9,7mm en rotokit	988,3	2420
Eje con fisura de 9,7mm en ANSYS	1012,3	2649
Error relativo del eje con fisura de 9,7mm	2,43%	9,46%

Tabla 12. Valores medios y errores de las frecuencias obtenidas

En la Tabla 12 los errores cometidos en el análisis modal del eje sano y fisurado son menores en el modo 2 que en el modo 4, esto se debe a que según la Ilustración 24 y la Ilustración 26 se sabe que el punto de máxima deformación del modo 4 coincide con la sección donde está situada la fisura, mientras que en el modo 2, la forma en la que se deforma el eje afecta a la zona fisurada pero no es ahí donde tiene su máximo valor de deformación.

Los valores de error relativo son aceptables en el modo 2. Sin embargo, los errores del módulo 4 son demasiado altos para confiar en las medidas arrojadas por este método, esto se puede deber a la calidad de la malla empleada. Los análisis modales de este documento se han realizado con la **versión de estudiante de ANSYS Workbench v19** que tiene una restricción de 32.000 nodos y elementos para las mallas. Los resultados teóricos de la Tabla 10 y la Tabla 11 se han obtenido con una versión profesional de ANSYS Workbench v18 y se ha trabajado con una malla del doble de elementos.

4.2. RANDOM VIBRATION Y PSD DISPLACEMENT

En este punto se va a describir cómo se ha realizado un análisis de vibraciones usando ANSYS Workbench v19. Este análisis es muy interesante porque permite obtener espectros de frecuencia como los que resultan de un análisis de vibraciones en un banco de ensayos tras aplicar la transformada rápida de Fourier (FFT). De este modo se puede generar una base de datos con gráficas para innumerables defectos que permitiría llevar un control más exhaustivo de la máquina que se esté analizando ya que con un análisis de vibraciones podríamos saber no sólo si existe algún defecto en un eje, sino que además podríamos saber de qué defecto se trata si lo comparamos con la base de datos que se ha construido.

Como se indicaba en el apartado 3.2.3 , para este análisis se ha introducido una condición de contorno nueva por la naturaleza del mismo, (es un análisis cuya excitación se debe hacer desde los grados de libertad fijos). La nueva condición de contorno se puede ver en la Ilustración 20.

Al introducir una nueva condición de contorno los modos de vibración y sus frecuencias características cambian, los nuevos resultados del análisis modal están recogidos en la Tabla 13.

Modes	Frequency [Hz]	PSD displacement [m ² /Hz]	Displacement [m]
1	975,99	0,010755848	3,24
2	1012,7	0,008887133	3
3	1013,2	0,009423707	3,09
4	2141,9	0,002039358	2,09
5	2285,3	0,013284952	5,51
6	2286,1	0,013280303	5,51
7	2651,1	0,00393531	3,23
8	2823,6	0,003061198	2,94

Tabla 13. Modos de vibración para Random Vibration

La columna “*Displacement*” de la Tabla 13 representa la deformación máxima en el eje Y del eje que se produce en cada modo de vibración. Por otro lado, la columna “*PSD displacement*” se ha calculado a partir de los valores de deformación según la ecuación 4.2.1.

$$\text{PSD Displacement} = \frac{(\text{displacement})^2}{\text{Frequency}} \quad (4.2.1)$$

En cuanto a los nuevos modos calculados, no se han seleccionado modos “más relevantes” para nuestro análisis como se hizo en el **apartado 4.1** sino que se han representado todos. El motivo es que en este tipo de análisis la excitación de la pieza la introduce el usuario en forma de PSD, por eso cuantos más datos se introduzcan más información tendrá el programa para estimar los valores PSD para el resto de las frecuencias que no sean las características.

Los modos de vibración que afectan directamente a la sección de la grieta son el 3, 4, 7 y 8, cuyas formas de deformación se muestran en la Ilustración 27, Ilustración 28, Ilustración 29 e Ilustración 30. Se debe prestar especial atención a estos modos ya que son similares a los calculados en el apartado anterior (cuando no existía la condición del acople motor) y tienen unas frecuencias similares a las obtenidas en el banco de ensayos Rotokit.

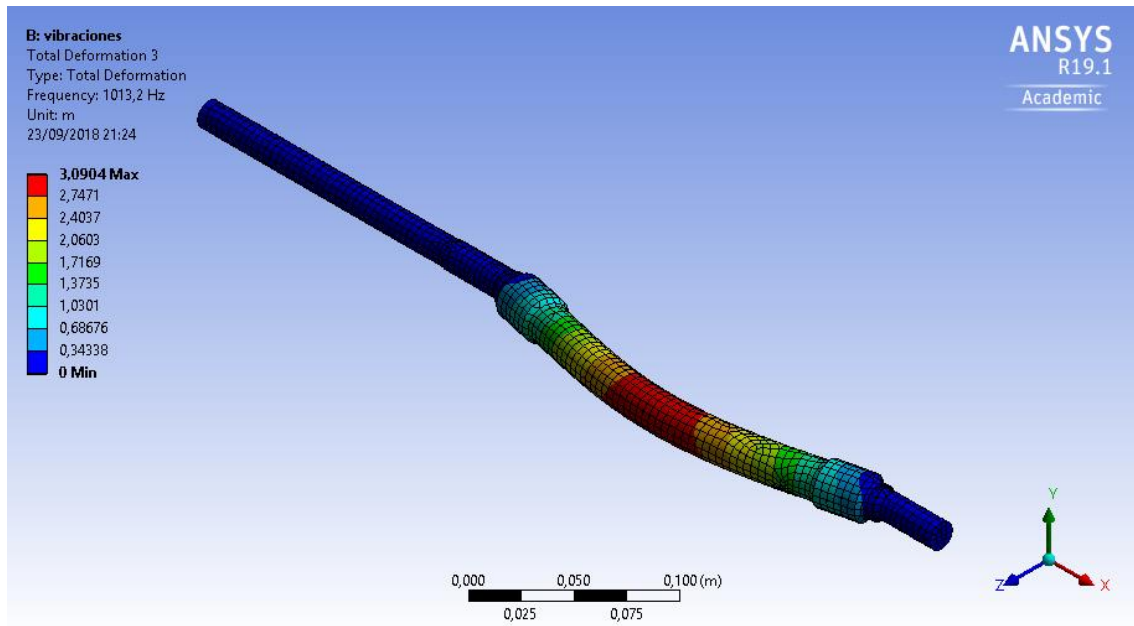


Ilustración 27. Modo 3 (random vibration)

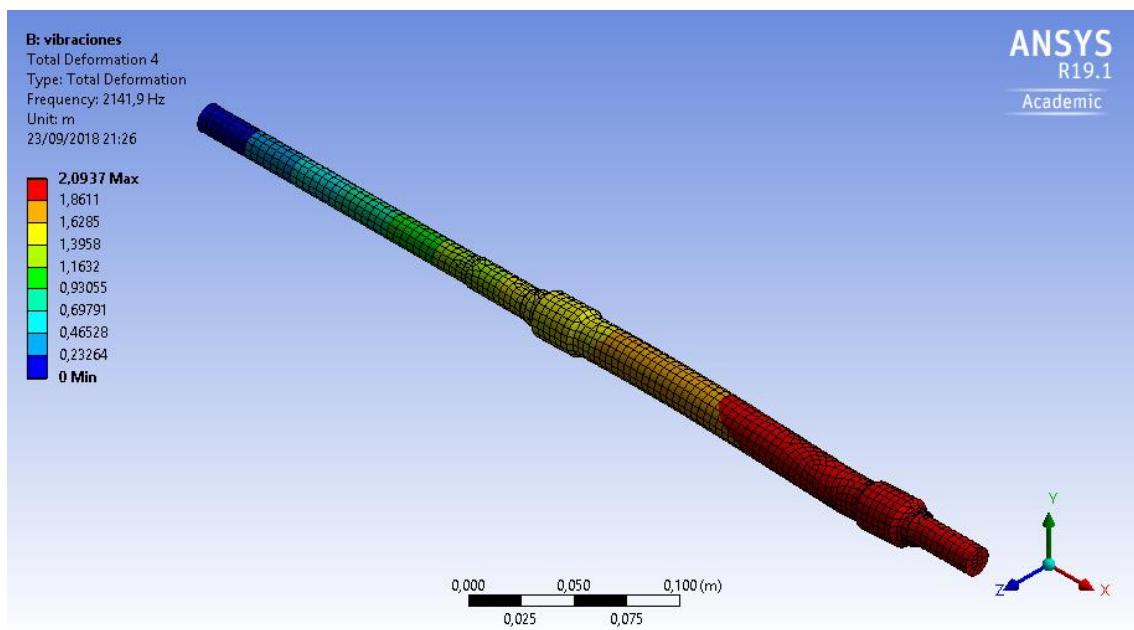


Ilustración 28. Modo 4 (random vibration)

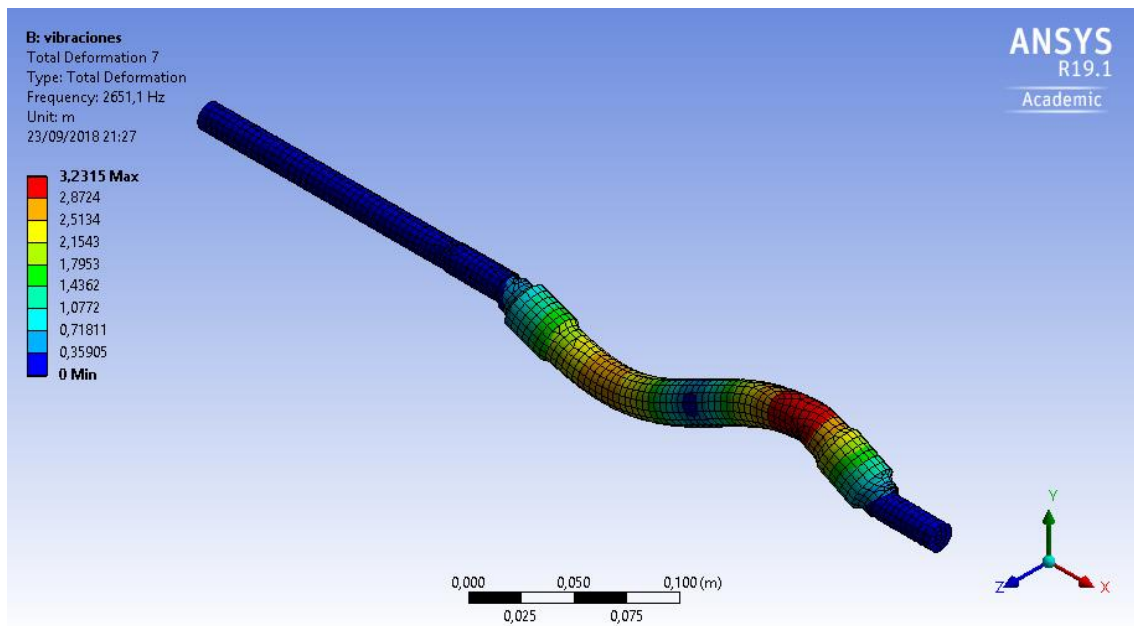


Ilustración 29. Modo 7 (random vibration)

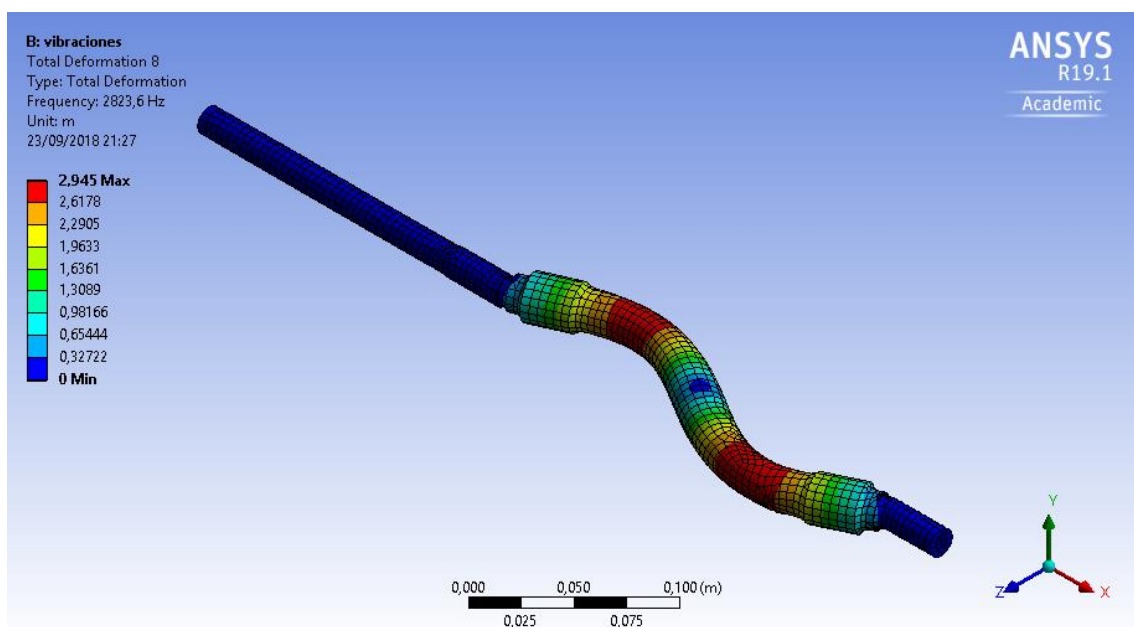


Ilustración 30. Modo 8 (random vibration)

Una vez que se han fijado los valores de entrada PSD para realizar el análisis, el programa estima el resto de los valores mediante la herramienta “response PSD Tool”. Con los 153 datos aportados por la herramienta se han construido unas gráficas usando Excel 2016® para mostrar los valores de desplazamiento en función de la frecuencia que se muestran en las ilustraciones: Ilustración 32 e Ilustración 33. Los valores generados por ANSYS son respecto a un punto de la geometría, en este caso se ha decidido estudiar un punto que se encuentre en el fondo de la fisura porque es la zona más débil del eje. El punto elegido se puede ver en la Ilustración 31.

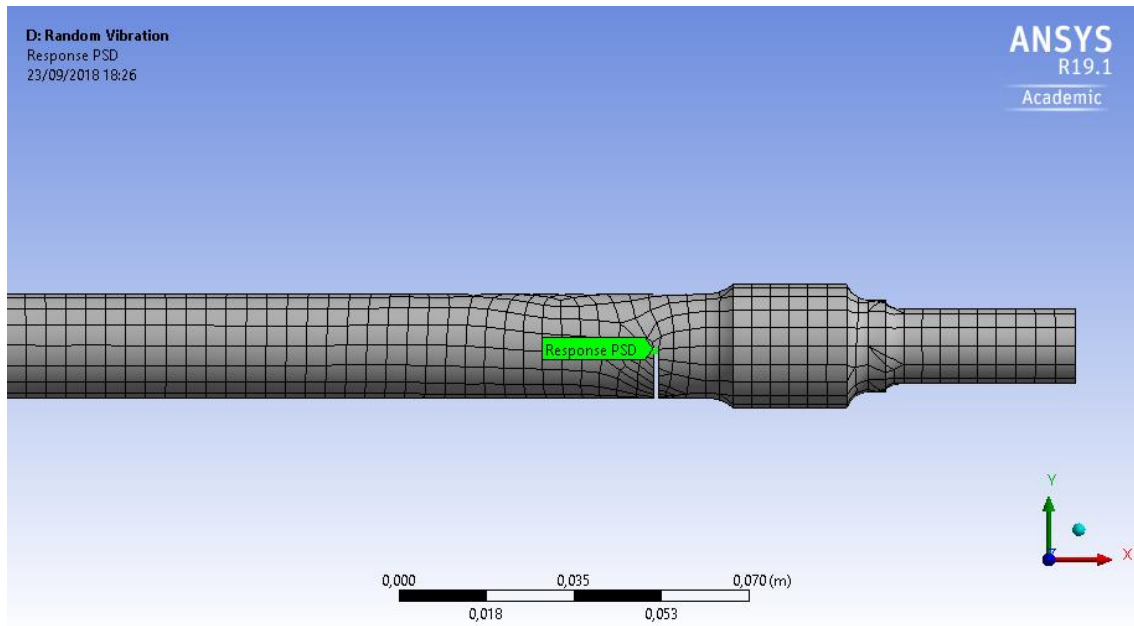


Ilustración 31. Punto de estudio para excitación PSD

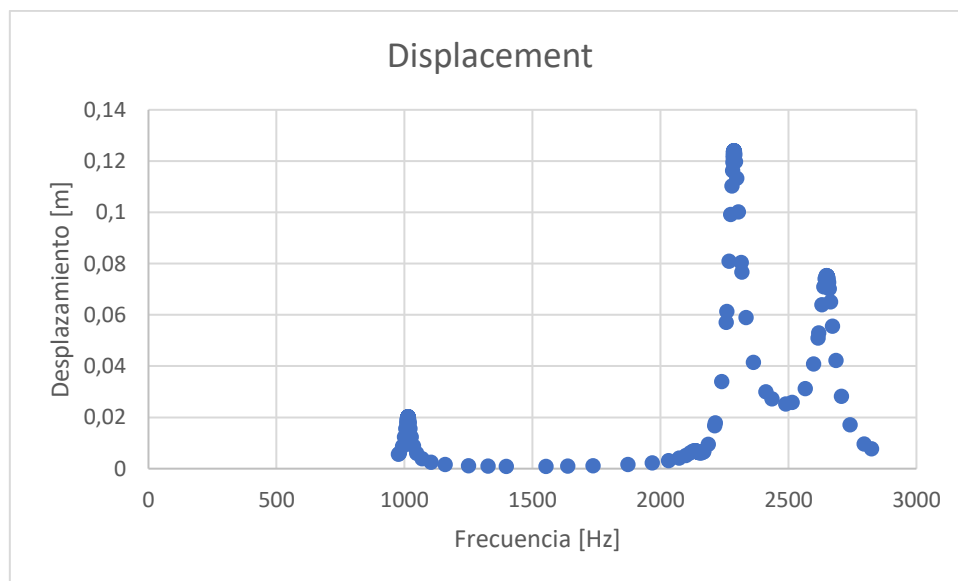


Ilustración 32. Gráfico desplazamiento-frecuencia

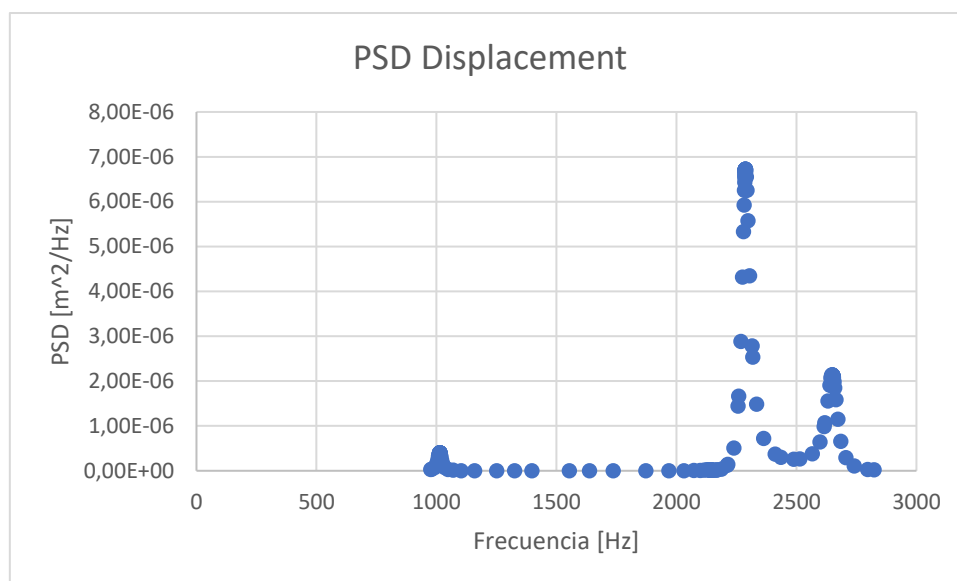


Ilustración 33. Gráfica PSD-frecuencia

En la Ilustración 32 se observan tres picos bien diferenciados, los mismos que se observan en la Ilustración 33 porque PSD es proporcional a Desplazamiento. Estos picos representan los desplazamientos correspondientes a cada modo de vibración característico cuya deformación máxima se produzca en dirección Y. Por lo tanto, queda comprobado que los **modos 6, 7 y 3 son los que presentan mayores desplazamientos en el eje Y**, lo que es interesante teniendo en cuenta que los modos 7 y 3 son de los más vulnerables a la presencia de la fisura que presenta el eje.

Las frecuencias de los modos 7 y 3 son las más vulnerables a la presencia del defecto que se ha definido.

Esta herramienta permite no sólo ver de una manera más intuitiva cuáles son las frecuencias de cada modo de vibración, sino que permite cuantificar y comparar de una manera sencilla cómo serán los desplazamientos que sufra la pieza cuando se alcancen sus frecuencias naturales.

5. PRESUPUESTO

En este apartado se va a estimar el coste de la realización de este trabajo calculando la amortización de los equipos y estimando el sueldo del ingeniero

El único material que se ha utilizado para la realización del mismo es un ordenador y licencias tanto de Solid Edge st10 como de ANSYS Workbench v19, ambas en versión estudiante por lo que ha sido “gratis” usarlas ya que cualquier alumno de la universidad tiene acceso a ellas. El gasto de material se calculará mediante el gasto imputable a los meses que haya durado la parte práctica del proyecto, los datos económicos se encuentran en la Tabla 14 y los resultados en la Tabla 15.

El único personal necesario para la realización del trabajo es un ingeniero cuyo sueldo se ha estimado en 2300€ brutos mensuales. Los datos del personal se muestran en la Tabla 16.

El coste total (5.3.) del trabajo se calculará contando con los gastos previstos (5.1.) y los imprevistos (5.2.), los cuales suponen un 20% de los primeros.

	PRECIO [€]	USO DEDICADO [%]	DEDICACIÓN [MESES]	PERIODO DE DEPRECIACIÓN [MESES]
ORDENADOR	600	100	3	60
LICENCIA ANSYS	0	85	3	60
LICENCIA SOLID EDGE	0	15	1	60

Tabla 14. Gasto de material

	COSTE IMPUTABLE [€]
ORDENADOR	30
ANSYS	0
SOLID EDGE	0
COSTE TOTAL	30

Tabla 15. Coste imputable de material

	SUELDO BRUTO MENSUAL [€/MES]	MESES TRABAJADOS [MESES]	COSTE TOTAL [€]
INGENIERO	2300	3	6900

Tabla 16. Gasto de personal

$$\text{Coste previsto} = 30\text{€} + 6900\text{€} = 6930\text{€} \quad (5.1.)$$

$$\text{Coste imprevisto} = \text{Coste previsto} \cdot 0.2 = 6930 \cdot 0.2 = 1386\text{€} \quad (5.2.)$$

$$\text{Coste total} = 6930\text{€} + 1386\text{€} = 8316\text{€} \quad (5.3.)$$

6. CONCLUSIONES GENERALES

El último punto del trabajo trata de estudiar los resultados obtenidos en su conjunto de todos los apartados y ver si el método que se ha propuesto se puede implantar en la industria y qué estudios se pueden realizar en el futuro para mejorar este tipo de análisis.

Finalmente se ha conseguido modelar el eje con la geometría dada y simplificarlo con éxito ya que cuando se calcularon los modos y las frecuencias características del eje simplificado y las del eje original se observó que eran muy similares por lo que puede aceptarse la simplificación. Para el mallado del eje original se aumentó el número de elementos presentes en las zonas que presentaban una geometría complicada como los surcos realizados para incluir juntas. Sin embargo, al trabajar con una versión de estudiante con sólo 23.000 elementos y nodos por malla, esta operación se podría haber afinado más con una versión profesional de ANSYS Workbench, aunque esto penalizaría el gasto computacional y el ordenador con el que se lanzasen las simulaciones debería de tener mejores características.

Se han realizado con éxito simulaciones con diferentes condiciones de contorno y se ha determinado cuál es la más óptima para comparar con resultados reales. En cuanto a los resultados arrojados por las simulaciones se pueden decir dos cosas:

- El cálculo del error cometido en la determinación de la frecuencia del modo 4 del eje sano, es demasiado elevado (19,31%), ver Tabla 12, por lo **tanto no podemos confiar en este método para la determinación de los parámetros característicos del análisis de vibraciones**. Posiblemente, mejorando la malla con una versión profesional de ANSYS, este resultado mejore.
- El error que arroja la comparación de los datos obtenidos para los ejes con grietas indica que **grietas diferentes no producirán las mismas vibraciones**, esto indica que cada modo de vibración que se obtenga para un defecto será único y por lo tanto se podrán comparar si se realizan más análisis.

Los datos que se han obtenido del análisis de Random Vibration demuestran el pico de amplitud que se genera cuando se excitan las frecuencias características. Los desarrollos de esta herramienta son muy importantes ya que no sólo generan gráficas que presentan de una manera intuitiva la severidad de un defecto, sino que se pueden comparar directamente con los datos de un análisis de vibraciones.

6.1. PROYECTOS FUTUROS

El campo del análisis de vibraciones es muy extenso y queda mucho margen para la investigación. En este trabajo se ha tratado de simplificar los análisis previos a un ensayo no destructivo de vibraciones

En cuanto a la herramienta **Random Vibration** se pueden mejorar dos cosas para que los análisis sean más precisos y fáciles de aplicar:

- Mejorar las condiciones de contorno: estos análisis reciben la excitación directamente en las partes de la pieza que estén **fijas**, si se consigue modelar las pletinas del banco de

ensayos en las que se apoya el eje y unirlos al mismo en el programa, definiendo entre medias un muelle cuya constante de rigidez sea similar al efecto de un rodamiento, se pueden conseguir resultados mucho más reales que si se supone que el acople del motor es un empotramiento como se ha hecho en este documento.

No obstante, la dificultad real de esta mejora en el proceso radica en definir esa constante para que una serie de muelles puedan simular el contacto del eje con un rodamiento.

- Por otro lado, si se estudia la relación que hay entre las medidas de amplitud en tensión que ofrece un acelerómetro y los valores de desplazamiento que experimenta el eje, se puede llegar a la base de datos de gráficas que se mencionó en el apartado **4.2**.

Los proyectos paralelos que lleva el grupo de investigación MAQLAB se pueden comparar con los resultados de este método para garantizar su efectividad. Esto es un proyecto futuro obligado ya que el trabajo se hizo con este propósito principalmente.

Los ensayos no destructivos son un campo en el que merece la pena invertir ya que cada vez más se optimizan los diseños al máximo y es muy importante que nada falle. Las técnicas de “condition monitoring” son más interesantes aún ya que además de ser más efectivas y seguras, suponen un ahorro importante a largo plazo. Continuar con los estudios del análisis de vibraciones es fundamental debido al papel que juega en los fallos por fatiga. Estos estudios se podrían incluir en aplicaciones electrónicas que se instalasen a los aparatos que se describieron en el apartado **2.2** de manera que se reinventase la forma de trabajar de los analistas.

7. BIBLIOGRAFÍA

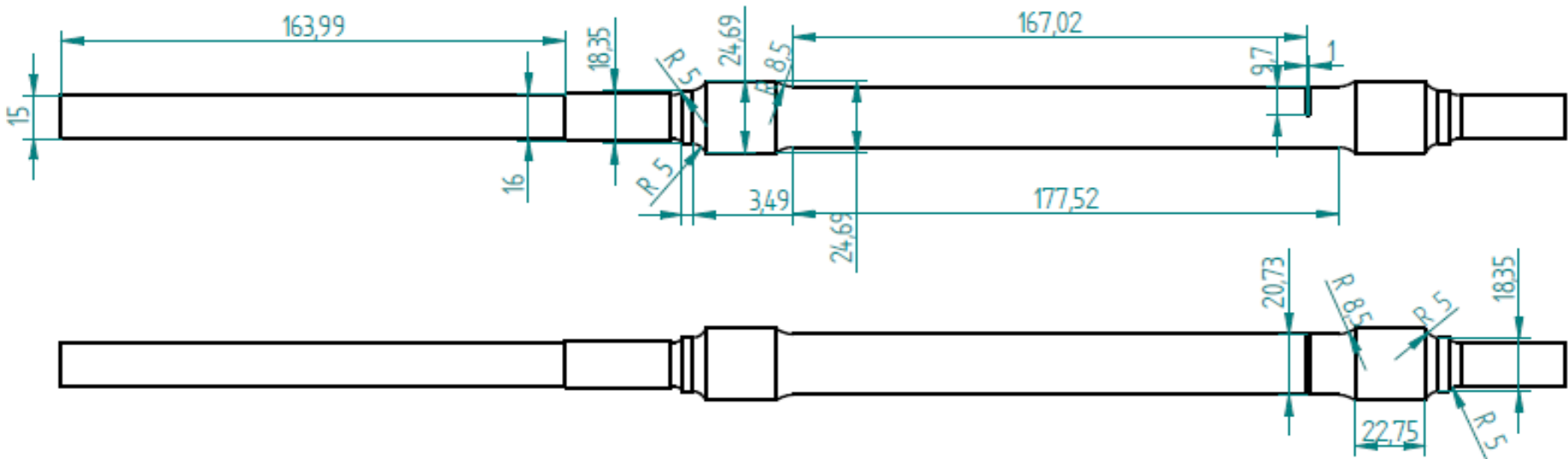
- [1] W. O. C., M. B. A. y B. C. A., «dialnet.unirioja.es,» [En línea]. Available: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4546591>.
- [2] G. d. I. I. Balears, «PLIEGO DE PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES PARA EL MANTENIMIENTO INTEGRAL DE LAS SERIES DE TREN 6100, 8100 Y 9100 DE SFM,» 2013.
- [3] A. D. Á. Soto, «Universidad de Almería,» [En línea]. Available: <https://w3.ual.es/GruposInv/Prevencion/evaluacion/procedimiento/B-%20Condiciones%20f%EDsico-ambientales/6-Vibraciones.pdf>.
- [4] «Vibraciones y Choques, AENOR UNE 90-010-86,» 1986.
- [5] L. Hurtado Cortés y L. Villareal López, «SciELO,» 2009. [En línea]. Available: http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0012-73532010000200023.
- [6] G. Facts, «Green Facts,» [En línea]. Available: <https://www.greenfacts.org/es/glosario/def/frecuencia.htm>.

- [7] D. E. P. Marín, «La medición y el análisis de vibraciones en el diagnóstico de máquinas rotatorias,» Reparto Siboney, 1997.
- [8] F. L. Babio y H. M. Cortés, *Vibraciones Mecánicas en Ingeniería*, Madrid: I.N.T.A., 1964.
- [9] M. Zamorano, C. Castejon, S. R. Hernández, M. J. Gómez y J. C. García-Prada, «Análisis en el dominio tiempo-frecuencia de un eje fisurado,» de *XXII Nacional de Ingeniería Mecánica*, Madrid, 2018.
- [10] «AIRPROJECT SPA,» [En línea]. Available: <https://airproject.cl/>.
- [11] I. d. m. S.L., «Instrumentos de Medida S.L.,» [En línea]. Available: <http://idm-instrumentos.es/acelerometros-piezoelectricos-vibracion/>.
- [12] A. I. Technologies, «Applied Industrial Technologies,» [En línea]. Available: <https://www.applied.com/c-brands/c-mb-manufacturing/er10k/Bearing-Insert/p/102122451>.
- [13] Brüel&Kjaer, «Brüel&Kjaer,» [En línea]. Available: <https://www.bksv.com/en/products/transducers/vibration/Vibration-transducers/accelerometers/4383>.
- [14] D. H. Rubio Alonso, «Vibraciones en máquinas (asignatura mantenimiento y diagnóstico de máquinas)».
- [15] «Energiza,» [En línea]. Available: <http://www.energiza.org/mantenimiento-de-plantas/19-mantenimiento-de-plantas/516-analisis-de-vibraciones-una-tecnologia-clave-del-man-tenimiento-predictivo>.
- [16] Gecon, «www.eurogecon.com,» [En línea]. Available: <https://www.eurogecon.com/servicios-industria/an%C3%A1lisis-de-vibraciones/>.
- [17] J. A. Royo y G. Rabanaque, «Guemisa,» [En línea]. Available: <http://guemisa.com/articul/pdf/vibraciones.pdf>.
- [18] ANSYS, «ANSYS,» [En línea]. Available: <https://www.ansys.com/es-es/about-ansys>.
- [19] «Siemens,» [En línea]. Available: <https://www.plm.automation.siemens.com/es/products/solid-edge/>.
- [20] M. R. Hatch, *Vibration Simulation Using MATLAB and ANSYS*, CHAPMAN AND HALL/CRC, 2001.
- [21] Renovetec. [En línea]. Available: <http://ingenieriadelmantenimiento.com/index.php/26-articulos-destacados/19-mantenimiento-predictivo>.
- [22] «soloarduino,» [En línea]. Available: <https://soloarduino.blogspot.com/2013/07/que-es-una-senal-digital.html>.

- [23] «MANTENIMIENTO LA,» [En línea]. Available:
<https://maintenancela.blogspot.com/2013/10/vibraciones-mecanicas-analisis-expectral.html>.

8. ANEXOS

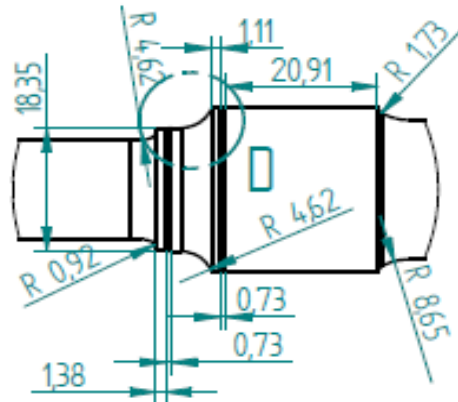
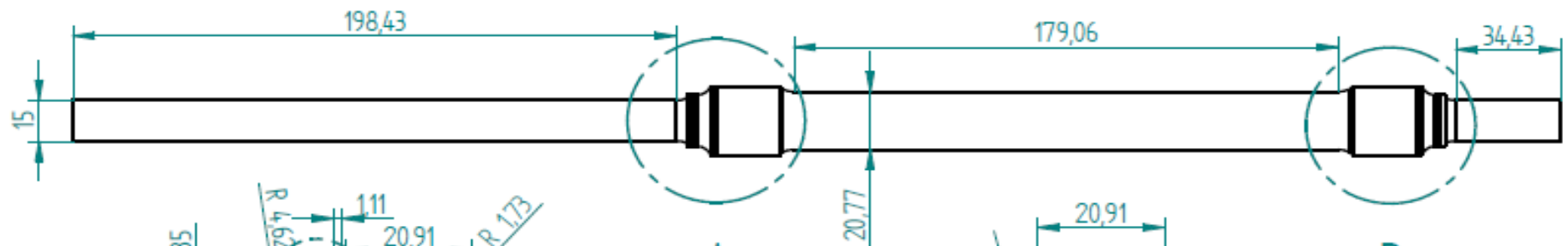
REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



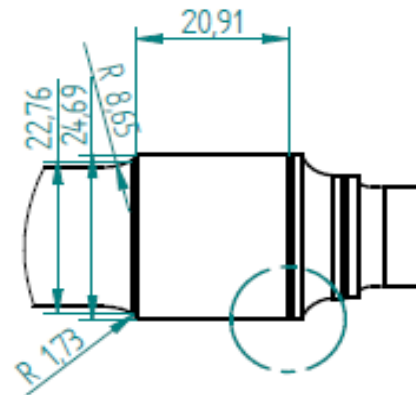
NAME	DATE	Solid Edge		
DRAWN	Luis...	01/07/2018	TITLE	
CHECKED				
ENG APPR				
MGR APPR				
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE A4	DWG NO
			FILE NAME: eje simplificado con grieta (bueno).dft	
			SCALE:	WEIGHT:
			SHEET 1 OF 1	

REVISION HISTORY

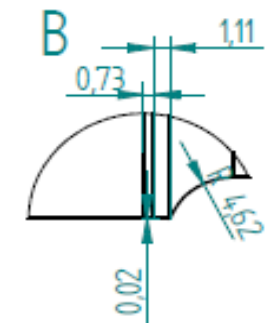
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



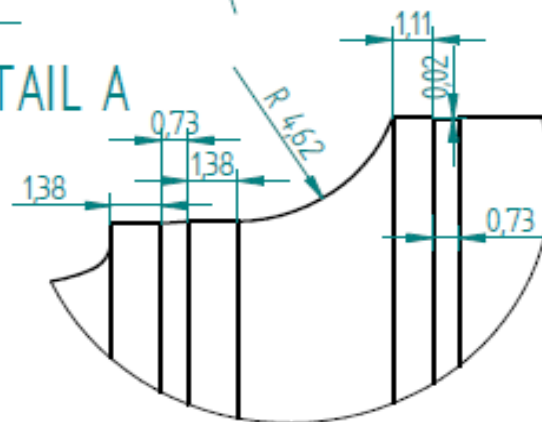
DETAIL A



DETAIL B



DETAIL C



DETAIL D

	NAME	DATE	Solid Edge	
DRAWN	Luis_	29/06/2018		
CHECKED			TITLE	
ENG APPR				
MGR APPR			FILE NAME: Draft2	
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX				
SIZE A4			REV	
			SCALE:	
			WEIGHT:	
			SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY